

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets

(11)

EP 0 722 075 A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
17.07.1996 Patentblatt 1996/29

(51) Int. Cl.⁶: F28D 7/02

(21) Anmeldenummer: 95108722.0

(22) Anmelddatum: 07.06.1995

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE DK ES FR GB GR IE IT LI LU MC NL
PT SE

(30) Priorität: 10.01.1995 DE 19500421

(71) Anmelder: HDE METALLWERK GmbH
D-58683 Menden (DE)

(72) Erfinder:

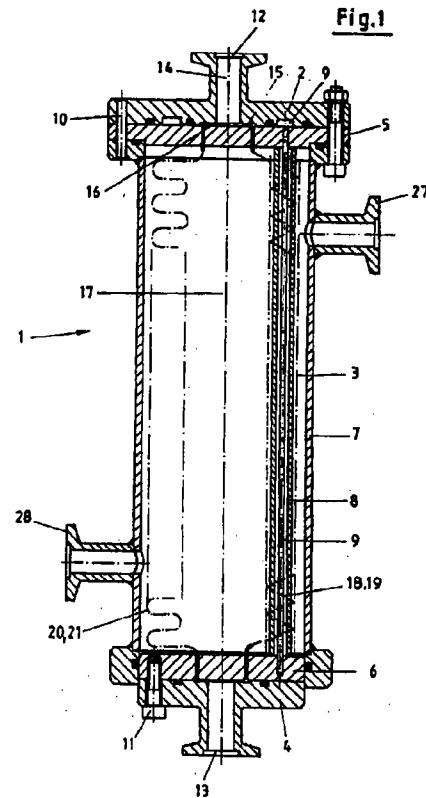
- Werner, Udo, Prof. Dr. Ing.
D-45657 Recklinghausen (DE)

- Langer, Gert, Dr. Ing.
D-58730 Fröndenberg (DE)
- Geissler, Stefan, Dipl.-Ing.
D-44135 Dortmund (DE)
- Beykirch, Helmut
D-58710 Menden (DE)
- Schweitzer, Karl Heinz
D-59423 Unna (DE)

(74) Vertreter: Schulte, Jörg, Dipl.-Ing.
Hauptstrasse 2
D-45219 Essen (DE)

(54) Hochleistungskapillär-Wärmeaustauscher

(57) Für die Sterilisation von Flüssigkeiten (43), die schädliche Mikroorganismen aufweisen oder für die Konditionierung von Stoffgemischen dient ein Verfahren und ein Wärmeaustauscher (1) in Form eines Röhrenwärmeaustauschers. Das Rohrbündel (3) zwischen dem Eintritts- (2) und Austrittsflansch (4) besteht aus mehreren, gleichlangen Röhren (18, 20), die einen engen Strömungsquerschnitt und eine dünne Wandstärke aufweisen. Diese auch als Kapillarrohre bezeichneten Röhre sind über gleichlange und einen gleichen Querschnitt aufweisende Zuteilungskanäle (15, 16) mit dem Zentralrohr (12, 13) im Eintritts- und entsprechend auch Austrittsflansch (2, 4) verbunden. Hierdurch wird die Verweilzeitverteilung im Wärmeaustauscher (1) in sehr engen Grenzen gehalten und das Medium im Sekundenbruchteilebereich auf z. B. 140 °C oder mehr oder auch weniger erhitzt. Eine Sterilisation unter weitestgehender Schonung thermolabiler Stoffe, wie z. B. Vitamine und Proteine ist so gewährleistet.



EP 0 722 075 A1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Wärmeaustauscher für die thermische Konditionierung von Stoffgemischen oder für die Sterilisation von Flüssigkeiten, die mit Mikroorganismen kontaminiert sind oder sein können, mit Eintritts- und Austrittsflansch und einem diese verbindenden Rohrbündel, das von einem Gehäuse mit Stutzen für die Zufuhr und Ableitung des Heizmediums gegen die Umgebung abgeschlossen ist. Die Erfindung betrifft außerdem ein Verfahren zur thermischen Konditionierung von Stoffgemischen oder für die Sterilisation von Flüssigkeiten.

Derartige Wärmeaustauscher werden unter anderem in der Lebensmitteltechnik, der pharmazeutischen Industrie und der Biotechnologie sowie in anderen Bereichen der Verfahrenstechnik dort eingesetzt, wo flüssige Medien in möglichst kurzer Zeit auf hohe Temperaturen erhitzt werden müssen. Dies erfolgt zur Sterilisation dieser Flüssigkeiten durch Abtöten unerwünschter Mikroorganismen und Keime. Problematisch ist, daß durch die Hitzebehandlung auch hitzefeste Komponenten und Wertstoffe wie z. B. Vitamine und Proteine ebenfalls denaturiert werden, wobei für diesen negativen Effekt die Dauer der Hitzeinwirkung von wesentlicher Bedeutung ist. Diese sogenannte Denaturierung tritt vor allem bei der sogenannten diskontinuierlichen Sterilisation mit ihrer meist langen Aufheiz-, Halte- und Abkühlzeit auf. Darüber hinaus muß bei der diskontinuierlichen Sterilisation nachteiligerweise auch die Verpackung miterhitzt und damit sterilisiert werden. Von daher wird die kontinuierliche Sterilisation bevorzugt, mit der kurze Verweilzeiten verwirklicht werden können. In der Lebensmitteltechnik ist insbesondere die Ultrahochtemperaturhitzung von Milch bekannt.

Für diese bekannte kontinuierliche Sterilisation werden industriell im allgemeinen Plattenwärmetauscher eingesetzt. Diese bestehen aus übereinander geschichteten Platten mit speziellen, die Fließkanäle ausbildenden wellenförmigen Einprägungen. Diese Platten werden meist in größerer Zahl mittels Zuganker zwischen dickwandigen Gestellplatten zusammengepreßt und stützen sich, je nach Wellenmuster, an vielen Punkten gegenseitig ab. Der Abstand der Platten variiert zwischen 2,5 und 12 mm, so daß dementsprechend unterschiedlich große Strömungskanäle entstehen. Zwischen jeweils zwei Platten fließen abwechselnd das Wertprodukt und das Wärmeübertragungsmedium. Konstruktionsbedingt sind die Strömungswege des Wertproduktes in den einzelnen Kanälen von der Zulauf- bis zur Ablauöffnung bei sämtlichen Bauarten unabhängig von der Art der Überströmung der Platten, wobei Diagonalstrom- und Bogenstromführung zu unterscheiden sind, unterschiedlich lang. Daraus ergibt sich zwangsweise eine entsprechend breite Verweilzeitverteilung der zu sterilisierenden Medien in diesen bekannten Plattenwärmetauschern mit der Folge, daß ein bestimmter Anteil der hitzeempfindlichen Bestandteile, deren Aufenthaltszeit im Wärmeaustau-

scher über der mittleren Verweilzeit liegt, einer stärkeren Denaturierung unterliegt. Eine noch größere Verweilzeitverteilung tritt durch die an den Berührungs punkten benachbarter Platten auftretenden hydraulischen Grenzschichten bzw. Totgebiete auf, in denen die Strömungsgeschwindigkeit naturbedingt auf sehr kleine Werte absinkt.

Aus der allgemeinen Technik sind Röhrenwärmetauscher bekannt, die vorteilhaft große Durchströmungsquerschnitte und gleichlange Strömungswege aufweisen. Flüssigkeiten, die diese Röhren durchströmen, haben die selbe Verweilzeitverteilung. Nachteilig ist allerdings, daß durch die entsprechend unterschiedliche Zuführung des Mediums vom zentralen Zulaufrohr aus gesehen wiederum stark ungleiche Strömungswege und unterschiedliche Verweilzeiten auftreten. Auch ansonsten sind diese bekannten Röhren Wärme austauscher für die vorgesehene Sterilisation von Flüssigkeiten bzw. für die Konditionierung von Stoffgemischen ungeeignet, weil sie eine Kurzzeitsterilisation im Sekundenbereich nicht ermöglichen.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, einen Wärmetauscher und ein Verfahren zu schaffen, die auch für die Kurzzeitsterilisation geeignet sind und eine gleiche Verweilzeit und Sterilisationstemperatur gewährleisten.

Die Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß das Rohrbündel mehrere gleichlange und über einen gleichen Querschnitt verfügende Rohre aufweist, die wiederum über gleichlange und gleichen Querschnitt aufweisende Zuteilungskanäle im Bereich des Ein- und/oder Austrittsflansches mit dem jeweiligen Zentralrohr in Verbindung stehen.

Durch dieses Wärmeaustauscherkonzept, bei dem das Medium durch mehrere gleichlange und über einen gleichen Querschnitt verfügende Rohre strömt und auch noch gleichmäßig auf die Rohre verteilt wird, wird eine Verweilzeitverteilung in sehr engen Grenzen gewährleistet. Das Medium, das durch die Rohre mit dem entsprechenden Strömungsquerschnitt hindurchgeführt wird, kann beispielsweise in zehntel Sekunden auf 140 °C erhitzt werden, so daß damit die notwendige Sterilisation unter gleichzeitiger weitestgehender Schonung der Vitamine und Proteine gewährleistet werden kann. Damit ist es überraschend möglich, eine Art Rohrbündel-Wärmeaustauscher auch in der Lebensmitteltechnik und verwandten Techniken einzusetzen und zwar mit der Folge, daß mit diesen Wärmeaustauschern gleiche Verweilzeiten und gleichmäßige Sterilisationstemperatur gewährleistet sind.

Besonders zweckmäßig ist es dabei, die Rohre einen sehr engen Strömungsquerschnitt und eine dünne Wandstärke aufweisen zu lassen, weil hierdurch auf kurzem Wege eine gleichmäßige und schnelle Temperaturerhöhung für das Medium in den Rohren erreicht werden kann. Die zum Einsatz kommenden gleichlangen Kapillarrohre mit sehr engem Strömungsquerschnitt ermöglichen es dabei beispielsweise auch hochwertige Lebensmittel oder ähnliche Güter scho-

nend und doch in der notwendigen Zeit und mit der notwendigen Temperatur zu sterilisieren, ohne daß die Gefahr besteht, daß die eigentliche Flüssigkeit dabei Schaden nimmt.

Nach einer zweckmäßigen Ausführung der Erfindung ist vorgesehen, daß die Rohre einen kreisförmigen oder ovalen Querschnitt aufweisen. Zwar können die Rohre vom Prinzip her eine beliebige Querschnittsform haben, doch sind die beschriebenen kreisförmigen oder ovalen Rohre gut und sicher zu entsprechenden Rohrbündeln zu verarbeiten und zwar auch dann, wenn sie die erfundungsgemäß geringe bzw. dünne Wandstärke aufweisen. Sie können erfundungsgemäß darüber hinaus auch einen flachen bzw. rechteckförmigen Querschnitt aufweisen, wobei diese Form den Vorteil hat, daß bezogen auf das Flüssigkeitsvolumen, in den Kapillaren eine größere Wärmeübertragungsfläche vorhanden ist.

Um die Erhitzung des Mediums auf z. B. 140 °C innerhalb des notwendigen kurzen Zeitraumes zu realisieren, werden entsprechend kurze Rohre mit einem Innendurchmesser bzw. Kantenlängen von 0,5 bis 5 mm, vorzugsweise 1,0 bis 3,0 mm eingesetzt. Diese Rohre geben aufgrund des relativ geringen Querschnittes eine definierte Länge und eine definierte Strömung vor, so daß dementsprechend auch eine genaue Überwachung bzw. Einhaltung der vorgesehenen Temperaturwerte möglich ist. Dies gilt auch bezüglich der weiteren Ausbildung, nach der vorgesehen ist, daß die Rohre eine Wandstärke von 0,05 bis 1 mm, vorzugsweise 0,1 bis 0,3 mm aufweisen. Damit kann bei gleichzeitig genau definiertem Querschnitt eine gleichmäßige Erhitzung des Mediums in kürzester Zeit sichergestellt werden.

Auch bei geringsten Strömungsgeschwindigkeiten (laminarer Strömungsbereich) ist die gewünschte Erhitzung unter optimalen Bedingungen sichergestellt, da nach einer weiteren zweckmäßigen Ausbildung der Erfindung vorgesehen ist, daß die Rohre über den Querschnitt des Gehäuses gleichmäßig verteilt angeordnet und wendel- oder mäanderförmig gebogen oder gewickelt ausgebildet sind. Unabhängig vom Querschnitt dieser entsprechend wendel- oder mäanderförmig gebogenen bzw. gewickelten Rohre werden der Hauptströmung sogenannte Sekundärströmungen quer zur axialen Strömung überlagert, wodurch der Impuls- sowie der Wärmeaustausch durch vermehrte Konvektion deutlich gesteigert wird. Da über die Länge der Rohre gesehen immer wieder solche erzwungenen Strömungsumlenkungen auftreten, kommt es zu der schon erwähnten deutlichen Verbesserung bzw. Beschleunigung des Wärmeaustauschers sowie einer Einengung der Verweilzeitverteilung. Vorteilhaft ist darüber hinaus, daß durch diese Anordnung und Ausbildung der Rohre eine deutliche Verkleinerung der Abmessungen der einzelnen Wärmeaustauscher bis in den Milliliterbereich möglich ist.

Ebenfalls zur Steigerung des Wärmeübergangs kann es zweckmäßig sein, die Innen- und/oder Außen-

wände der Rohre profiliert auszubilden. Durch diese Strömungshindernisse an den Innenwänden bzw. den Außenwänden wird die hydraulische Grenzschicht durch Strömungsablösungen (Verwirbelung) gestört und hierdurch der Impuls- und Wärmeaustausch quer zur Hauptströmungsrichtung deutlich verbessert.

Weiter vorne ist darauf hingewiesen worden, daß erfundungsgemäß sichergestellt ist, daß über Zuteilungskanäle die einzelnen Rohre jeweils gleichmäßig mit dem flüssigen Medium beaufschlagt sind. Dies wird nun insbesondere dadurch erreicht, daß die Zuteilungskanäle sternförmig von der zentralen, mit dem Zentralrohr verbundenen Bohrung auf die in gleichmäßigem Abstand kreisförmig um die Mittelachse angeordneten Rohre zulaufend ausgebildet sind. Werden beispielsweise zehn Rohre eingesetzt, so gehen von der zentralen Bohrung zehn gleichmäßig ausgebildete Zuteilungskanäle radial nach außen und sorgen somit dafür, daß die einzelnen Rohre alle über das Zentralrohr von vornherein gleichmäßig mit Medium beaufschlagt sind. Die Zuteilungskanäle sind gleich ausgebildet und auch gleich lang, so daß unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit eine Kurzzeitsterilisation gezielt und bei Einhaltung gleicher Verweilzeiten durchgeführt werden kann.

Variiert die Zuführung von zu sterilisierendem zu konditionierendem Medium, so kann es zweckmäßig sein, wenn den Zuteilungskanälen einzeln oder gruppenweise wirkende Regelorgane zugeordnet sind, daß zeitweise einzelne der Zuteilungskanäle oder ganze Gruppen stillgelegt werden, so daß durch die übrigen Zuteilungskanäle und Rohre Medium mit gleichmäßiger Strömungsgeschwindigkeit geführt wird. Durch Beaufschlagung verschiedener Kapillarrohre kan die Durchflußmenge variiert werden.

Einmal um die gleichmäßige Zuleitung des Mediums zu den Rohren zu erleichtern und zum anderen um ggf. auch entsprechende Regelorgane unterbringen zu können, ist vorgesehen, daß die Zuteilungskanäle im Eintrittsflansch bzw. Austrittsflansch ausgebildet sind und daß der zugehörige Stirnflansch des Gehäuses eine durchgehend plane Fläche aufweist. Damit ist gleichzeitig eine metallische Abdichtung geschaffen, die vorteilhafterweise die gleichmäßige Zuführung des Mediums zu den Rohren durch die Zuteilungskanäle hindurch absichert, ohne daß es weiterer Absicherungsmaßnahmen bedarf.

Statt der schon erwähnten Regelorgane kann auch eine Veränderung der Anzahl der wirksamen Zuteilungskanäle dadurch erreicht werden, daß jeweils der die Zuteilungskanäle aufweisende Eintrittsflansch bzw. auch Austrittsflansch ausgewechselt wird. Dies ist problemlos möglich, da gemäß einer zweckmäßigen Ausbildung der Erfindung die beiden Stirnflansche über Stützrohre verbunden sind, die Verbindungsschrauben aufnehmen und daß die Stirnflansche und der Eintritts- bzw. der Austrittsflansch über getrennte Halteschrauben verbunden sind. Damit kann praktisch ohne Beeinflussung des übrigen Wärmeaustauschers lediglich der

Eintritts- bzw. Austrittsflansch vom jeweiligen Stirnflansch gelöst werden, um gegen einen eine andere Zahl von Zuteilungskanälen aufweisenden Flansch ersetzt zu werden. Zweckmäßig können die beiden Stirnflansche mit dem Gehäuse durch Löten oder Schweißen direkt verbunden sein.

Die erfindungsgemäße Ausbildung des Wärmetauschers ermöglicht darüber hinaus eine modulare Parallelschaltung mehrerer derartiger Wärmeaustauscher oder aber eine Reihenschaltung, was dadurch ermöglicht ist, daß Eintritts- und Austrittsflansch mit den Gehäusen weiterer Wärmetauschermodule korrespondierend und koppelbar ausgebildet sind. Weiter hinten ist noch erläutert, daß dadurch auch die Möglichkeit gegeben ist, eine Komplettseinheit aus mehreren derartiger Wärmeaustauscher zu bilden, die vom Aufbau her alle gleich sind und die somit auch gleiche Leistungsdaten aufweisen. Die Reihenschaltung hat darüber hinaus den Vorteil, daß bei Bedarf auch die Verweilzeit dann gezielt erhöht werden kann, wenn dies aus irgendwelchen Gründen erforderlich ist, wobei einfach ein entsprechend bemessenes bzw. ausgebildetes Modul "angehängt" wird. Das Haltestrom kann auch andere geeignete Strömungsrohre aufweisen, wobei die "Schnitstellen" entsprechend konstruktiv ausgebildet sein können.

Als Heiz- bzw. Kühlmedien können Dämpfe, Gase oder Flüssigkeiten verwendet werden, wobei die Zuleitungen sicher am Gehäuse befestigt werden können, das mit entsprechend tangential angeordneten Heizmediumstutzen ausgerüstet ist. So ist eine gleichmäßige Verteilung des Heizmediums im Innenraum des Gehäuses sichergestellt.

Um sowohl einen Gegenstrom- als auch einen Gleichstrombetrieb beispielsweise mit Wärmeüberträgerölen zu ermöglichen, ist erfindungsgemäß vorgesehen, daß eingangs- und ausgangsseitig zwei um 180° versetzte Heizmediumstutzen vorgesehen sind. Diese Heizmediumstutzen sind jeweils in der Nähe des Stirnflansches auf der Eintritts- und Austrittsseite angeordnet.

Um eine mechanische Verformung der dünnwändigen Rohre über die Länge des Gehäuses und auch um eine Verschiebung zueinander zu verhindern, wird die Lage der Rohre über im Abstand über die Länge des Gehäuses verteilt angeordnete Halterungen stabilisiert. Dabei sind die Halterungen so vorgesehen und ausgebildet, daß sie den Wärmefluß nur geringfügig behindern.

Im Falle der gewinkelten Kapillarrohre sind die Halterungen als sternförmige Trägerelemente ausgebildet, bei der mäanderförmigen Rohrschlange dagegen als Distanzscheiben, wobei letztere dafür sorgen, daß die Rohre auf Abstand gehalten und gleichzeitig stabilisiert werden. Für flachovale Rohre ist eine ähnliche Halterung vorgesehen.

Bei Parallelschaltung mehrerer Wärmetauschermodule ist es von Vorteil, wenn diese sternförmig parallel geschaltet sind. Dadurch kann die Menge des zu steri-

sierenden Mediums entsprechend gesteigert werden, ohne daß es aufwendigerer, weiterer Konstruktionen bedarf. Diese vorgesehene Anordnung hat darüber hinaus den Vorteil, daß ohne großen Aufwand auch einzelne der parallel geschalteten Wärmetauschermodule stillgelegt werden können, wenn die durchzusetzende Menge reduziert wird oder reduziert werden muß.

Weiter vorn ist darauf hingewiesen worden, daß neben der Parallelschaltung auch eine Reihenschaltung von baugleichen Wärmetauschermodulen möglich ist, wobei gemäß der Erfindung drei baugleiche Wärmetauschermodule eine Komplettseinheit mit Aufheiz-, Halte- und Kühlstufe bildend miteinander verbunden sind. Dies hat den großen Vorteil, daß ohne weitere Zwischenführung des zu sterilisierenden Mediums eine Komplettsterilisation von Normaltemperatur über die Aufheizung und die Kühlung wieder zurück zur Normaltemperatur erfolgen kann. Dabei ist über die gesamte Länge der Komplettseinheit jeweils im einzelnen Rohr eine gleichmäßige Führung des Mediums bei optimaler Beeinflussung sowohl bezüglich Aufheizung wie auch Kühlung gewährleistet und zwar unter Einhaltung einer engen und stets gleichen Verweilzeitverteilung.

Zur Vereinfachung dieser Komplettseinheit sieht die Erfindung ergänzend vor, daß die mittlere Haltestufe ohne Zwischenschaltung von Eintritts- bzw. Austrittsflansch direkt mit der Aufheiz- und der Kühlstufe verbunden ist, so daß nur endseitig der Aufheiz- bzw. Kühlstufe entsprechende Eintritts- und Austrittsflansche benötigt werden.

Zur Vermeidung von Anhaftung der Produktkomponenten an den Wänden der Rohre ist gemäß der Erfindung vorgesehen, daß die Zuteilungskanäle und/oder die Rohre eine Innenschichtung aufweisen, die aus einem hydro- oder lyophoben Material, vorzugsweise Paraffin bestehen. Auf diese Weise werden Anlagerungen verhindert, die zwangsläufig zu negativen Grenzflächeneffekten führen würden, insbesondere aber auch dazu, daß die gewünschte gleichmäßige Erwärmung der Flüssigkeit bzw. der Stoffgemische nicht eintritt.

Denkbar ist es auch, daß die Zuteilungskanäle und/oder die Rohre insgesamt aus einem hydro- oder lyophoben Werkstoff bestehend ausgebildet sind, wobei dafür sowohl die Herstellung der Rohre aus Teflon, Polypropylen oder ähnlichem Material möglich ist.

Eine Optimierung der Verweilzeit ist gemäß der Erfindung dadurch zu erreichen, daß die Zuteilungskanäle mit Verbindungsstutzen ausgerüstet sind, die mit einem Trennmedium aufweisenden und über ein Zuteilungssystem verfügenden Behälter verbunden sind. Über das Zuteilungssystem wird aus dem Behälter in vorgegebenen zeitlichen Intervallen ein Trennmedium in den Flüssigkeitsstrom eingegeben, so daß sich Propfen bilden, die die einzelnen Flüssigkeitsteilmengen voneinander trennen. Durch diese Trennung der einzelnen Flüssigkeitpropfen wird eine Rückvermischung vermieden und die Behandlung jeweils definierter Mengen während des Weges durch die Kapillarrohre gewährle-

stet. Diese vorteilhafte Begrenzung der Verweilzeitverteilung wird dadurch unterstützt, daß innerhalb jedes einzelnen Flüssigkeitspropfens eine Zirkulationsströmung auftritt und die hierdurch innerhalb eines Propfens hervorgerufene Durchmischung der Flüssigkeit ebenfalls zur weiteren Einengung der Verweilzeitverteilung beiträgt.

Diese vorteilhafte Verhinderung einer Rückvermischung einerseits und einer Zirkulationsströmung andererseits wird insbesondere dadurch erreicht, daß der Behälter als Inertgas- oder Dampfbehälter ausgebildet ist, so daß die zwischengeschobenen Propfen Gasblasen sind, und zwar eben aus Inertgas bzw. aus Wasserdampf.

Um weitgehende Variationsmöglichkeiten zu haben, ist es von Vorteil, wenn das Zuteilungssystem alle, einzelne oder Gruppen von Zuteilungskanälen eine segmentierende Flüssigkeitsströmung erzielend auslegt ist. Das Zuteilungssystem weist hierzu getrennt zu betätigende Ventile auf oder ähnliche Regelteile, um auf diese Art und Weise den Zeitpunkt und auch die Menge der einregulierten Trennmedienmengen jeweils verändern bzw. ggf. auch verhindern zu können.

Zur thermischen Konditionierung von Stoffgemischen oder zur Sterilisation von Flüssigkeiten, die mit Mikroorganismen kontaminiert sind oder sein können, dient ein Verfahren, bei dem das indirekte Erhitzen der Stoffgemische bzw. Flüssigkeiten auf ganz besondere Art und Weise erfolgt, und zwar dadurch, daß der Stoffgemisch- oder Flüssigkeitsstrom in eine, genau definierte und ungefähr die gleiche Menge aufweisende Teilströme unterteilt und jeder Teilstrom mit gleicher Geschwindigkeit für einen vorgegebenen Zeitraum erhitzt und anschließend, vorzugsweise nach der Zusammenführung der Teilströme weiterbehandelt wird. Dieses Verfahren wird durch einen Wärmetauscher verwirklicht, der in den vorhergehenden Ansprüchen 1 bis 27 bzw. durch einzelne der dort beschriebenen Merkmale gekennzeichnet ist. Durch die Aufteilung des Flüssigkeitsstromes in möglichst kleine und dabei insbesondere bezüglich der Menge genau definierte Teilströme ist es möglich, diese vielen Teilströme in der Zeiteinheit gleichmäßig zu erwärmen, zu erhitzten und eine vorgegebene Zeit auf dieser Temperatur zu halten und auch ggf. nachfolgend wieder abzukühlen. Dabei ist eine Verweilzeitverteilung vorgegeben, die soweit eingeengt ist, daß die angestrebte gleichmäßige und wirksame Erwärmung des Flüssigkeitsstroms bzw. Stoffgemischstroms gewährleistet ist.

Um die Verweilzeitverteilung weiter einengen zu können, kann es zweckmäßig sein, die Teilströme in miteinander verbundenen Modulen getrennt aufzuheizen, auf Temperatur zu halten und anschließend zu kühlen und dann erst wieder zusammenzuführen. Insbesondere der Abkühlung wegen kann eine solche Aufteilung in unterschiedliche Moduleinheiten zweckmäßig sein, weil dann dafür auch die notwendigen Gegebenheiten durch planmäßiges Abkühlen am besten zu verwirklichen sind.

Anlagerungen von einzelnen Produktkomponenten oder auch Produktgemischen werden wirksam verhindert, indem man die Zuteilungsanäle und/oder die Rohre mit einer Innenwandbeschichtung aus einem Grenzflächeneffekte unterbindenden Werkstoff, vorzugsweise aus Paraffin oder ähnlichen Verbindungen versieht. Diese Beschichtung beispielsweise in Form von Paraffin führt zur Erhaltung der Produktströme bzw. der Flüssigkeitsströmung, ohne daß die Gefahr besteht, daß diese über eine Anlagerung an der Innenwand beeinträchtigt wird.

Statt der Innenwandbeschichtung ist auch eine Ausbildung denkbar, bei der die Zuteilungsanäle und/oder die Rohre insgesamt aus einem hydro- bzw. lyophoben Werkstoff wie Teflon oder Polypropylen gefertigt werden.

Durch die gezielte, hintereinander folgende Einbringung von einem Trennmedium über ein geeignetes Zuteilungssystem in einzelne oder auch alle Rohre wird eine segmentierte Flüssigkeitsströmung erzielt, so daß die einzelnen Flüssigkeitssgmente durch die dann vorliegende Propfenströmung mit äußerst definierter Verweilzeit das System passieren. Gemäß Verfahren ist vorgesehen, daß in die Teilströme im vorgegebenen Abstand ein sich mit diesen mischendes Trennmedium eingegeben wird, wobei als Trennmedium zweckmäßig Inertgas- oder Dampfblasen verwendet werden. Das Trennmedium, vorzugsweise in Form von Inertgas- oder Dampfblasen wird dabei in einen, mehrere oder in Gruppen von Teilströmen eingeschleust. Die äußerst genau definierte Verweilzeit durch die Propfenbildung beruht darauf, daß durch die zwischen den Flüssigkeitspropfens befindlichen Gasblasen eine axiale Rückvermischung zwischen mehreren Flüssigkeitspropfens unterbunden und auf diese Weise eine sehr schmale Verweilzeitverteilung gewährleistet wird. Diese vorteilhafte Begrenzung der Verweilzeitverteilung wird dadurch unterstützt, daß nun innerhalb jedes einzelnen Flüssigkeitspropfens eine Zirkulationsströmung auftritt und die hierdurch innerhalb eines Propfens hervorgerufene Durchmischung der Flüssigkeit entsprechend sich positiv aufweist.

Die Erfindung zeichnet sich insbesondere dadurch aus, daß ein Wärmetauscher geschaffen ist, der sowohl für die kontinuierliche Kurzzeitsterilisation wie auch für die Konditionierung von Stoffgemischen durch Hitzeeinwirkung unter optimal weitgehender Schonung hitzeempfindlicher Wertstoffe eingesetzt werden kann, wobei eine konstante Wärmezufuhr, sehr kurze Verweilzeiten und ein enges Verweilzeitspektrum eingehalten werden. Das Medium strömt durch gleichlange Rohre, die hier als Kapillarrohre wegen ihres engen Strömungsquerschnittes bezeichnet werden, wobei vor Eintritt in die Kapillarrohre durch gleichlange und gleichausgebildete Zuteilungsanäle vom zentralen Zulaufrohr her eine frühzeitige und absolut definierte Aufteilung des Mediums auf die Kapillarrohre erfolgt. Demzufolge hält sich die Verweilzeitverteilung in sehr engen Grenzen. Die Kapillarrohre selbst können belie-

bige Querschnittsformen besitzen, zweckmäßigerweise werden Rohre mit kreisförmigen oder flachem Querschnitt verwendet. Für die Wärmeerzeugung können beliebige Medien wie Dampf, Flüssigkeiten, elektrische Heizungen u. a. eingesetzt werden, ebenso auch für die Kühlung. Durch die besondere Art der Kapillarrohre ist eine optimale Wärmedübertragung gesichert, die noch durch Gegenstromführung, durch Schikanen oder Querströmung verbessert werden kann. Vor allem aber können die Kapillarrohre relativ einfach ersetzt werden, wobei das Gehäuse mit den Einzelteilen und den Dichtungen mehrfach Verwendung finden kann. Alternativ ist eine Version vorgesehen, bei der das Kapillarrohrbündel mit den Stirnflanschen direkt mit dem Gehäuse verschweißt oder verlötet ist. Vorteile sind die extrem schnelle Aufheizung und Abkühlung insbesondere bei den wendel- oder mäanderförmig gebogenen bzw. gewickelten Ausführungsformen. Auf das enge Verweilzeitspektrum ist schon hingewiesen worden. Zu erwähnen ist als weiterer Vorteil vor allem aber auch, daß kaum eine Gefahr der Verstopfung bei den Kapillarrohren mit dem runden und rechteckförmigen Querschnitt besteht, da Strömungseinbauten nicht vorhanden sind. Bei Verwendung entsprechender Materialien wie beispielsweise Edelstahl ist das Sterilisieren der gesamten Wärmeaustauscherausrüstung einfach möglich, wobei durch das Fehlen der Strömungseinbauten auch eine bessere Reinigung möglich ist. Aufgrund der immer gleichen Querschnitte, Mengen und Strömung ist eine einfache und absolut definierte Maßstabübertragung möglich, d. h. bei gleicher Bauform lassen sich beliebig viele, gleiche Module zusammensetzen, um größere Durchsätze zu erreichen. Die Flüssigkeiten durchlaufen überall die Rohre unter gleichen Bedingungen. Durch eine gezielte Einbringung von Inertgas- oder Dampfbblasen über das Zuteilungssystem wird eine äußerst definierte Verweilzeit der einzelnen Flüssigkeitspfropfen bzw. der Flüssigkeitsströme gewährleistet. Nachteilige Grenzflächeneffekte können dann nicht auftreten, wenn die Rohre bzw. Zuteilungskanäle entweder mit hydro- oder lyophoben Material beschichtet sind oder aus entsprechendem Werkstoff hergestellt sind.

Weitere Einzelheiten und Vorteile des Erfindungsgegenstandes ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung der zugehörigen Zeichnung, in der bevorzugte Ausführungsbeispiele mit den dazu notwendigen Einzelheiten und Einzelteilen dargestellt sind. Es zeigen:

Fig. 1

einen Wärmeaustauscher im Längsschnitt mit wendel- bzw. mäanderförmig gebogenen Rohren,

Fig. 2 und Fig. 3

einen teilweisen Längsschnitt und einen teilweisen Querschnitt durch einen Wärmeaustauscher mit flachoval ausgebildeten Rohren,

Fig. 4

Fig. 5

Fig. 6

Fig. 7

Fig. 8

Fig. 9

Fig. 10

Fig. 11

Fig. 12

Fig. 13

Fig. 14

einen Wärmeaustauscher im Querschnitt mit die Rohre stabilisierenden Halterungen,

eine Draufsicht auf die Stirnflanschseite eines Eintrittsflansches,

eine Komplettseinheit, bestehend aus mehreren Wärmeaustauschern,

ein flachovales Rohr mit Profilierung,

eine vergrößerte Darstellung des Rohres mit Profilierung,

einen Querschnitt durch das Rohr gemäß Fig. 7 und Fig. 8,

einen Längsschnitt durch ein Rohr mit durch Einspeisen von einem Trennmedium gebildeten Pfropfen,

einen Querschnitt durch ein Rohr mit Innenschichtung,

einen Längsschnitt durch ein Rohr mit Zuteilungssystemstützen,

den oberen Teil eines Wärmetauschers mit Zuteilungssystem und eine Draufsicht auf den Eintritts- oder Stirnflansch mit Teilen des Zuteilungssystems.

Fig. 1 zeigt einen Wärmeaustauscher 1 gemäß 30 Erfindung im prinzipiellen Aufbau, wobei die Ausbildung des Rohrbündels 3 zwischen Eintrittsflansch 2 und Austrittsflansch 4 in zwei Varianten wiedergegeben ist. Das Rohrbündel 3 ist jeweils endseitig durch Stirnflansche 5, 6 begrenzt und seitlich von einem rohrförmigen Gehäuse 7 umgeben. Jedem Einzelteil des Rohrbündels 3 ist ein Stützrohr 8 zugeordnet, das eine Verbindungsschraube 9 aufnimmt, so daß durch Anziehen der Verbindungsschraube 9 die beiden Stirnflansche 5, 6 gegeneinander die Stützrohre 8 und das gesamte Rohrbündel 3 festlegend gegeneinander verspannt werden können.

Außerdem sind die Stirnflansche 5, 6 mit dem Eintrittsflansch 2 bzw. dem Austrittsflansch 4 über Halteschrauben 10, 11 getrennt verbunden, so daß der Eintrittsflansch 2 und der Austrittsflansch 4 getrennt von den jeweiligen Stirnflanschen 5, 6 lösbar sind.

Die zu behandelnde Flüssigkeit bzw. das Medium wird durch das obere Zentralrohr 12 und die mittige Bohrung 14 dem Wärmetauscher 1 zugeführt und über 50 Zuteilungskanäle 15, 16 von vornherein gleichmäßig auf die einzelnen Rohre 18, 20 des Rohrbündels 3 verteilt. Die Rohre in Form der Wendel 19 oder der mäanderförmigen Rohrschlange 21 sind um die Mittelachse 17 gleichmäßig verteilt angeordnet, so daß über die Zuteilungskanäle 15, 16, die, wie weiter hinten noch erläutert wird, sternförmig verlaufen, alle Rohre 18, 20 gleichmäßig und gleichzeitig mit Medium beaufschlagt werden können.

Das Medium wird dann am unteren Ende über den Stirnflansch und die darin vorgesehenen Bohrungen bzw. Halterungen für die Rohre 18, 20 abgeführt und über die auch dort angeordneten Zuteilungskanäle wieder dem Zentralrohr 13 zugeführt und dann aus dem Wärmetauscher 1 abgeleitet.

Statt der aus Fig. 1 ersichtlichen Ausführung der Rohre 18, 20 in Form der Wendel 19 bzw. der mäanderförmigen Rohrschlange 21 ist auch eine Verwendung in Form flachovaler Rohre 22 gemäß Fig. 2 und Fig. 3 denkbar, wobei sie mit oder ohne Profilierung 23 eingesetzt werden können. Bei Fig. 3 handelt es sich im oberen Teil um eine vergrößerte Wiedergabe der oberen Flansche 2 und 5 mit den entsprechenden Zuteilungskanälen 15 und 16. Die Profilierung 23 kann auf der Innenwand 24 oder der Außenwand 25 oder auch auf beiden Wänden vorgesehen werden.

Als Heiz- bzw. Kühlmedien können Dämpfe, Gase oder Flüssigkeiten wie Wärmeübertrageröl oder andere flüssige Medien eingesetzt werden. Dieses Heizmedium wird über die im Bereich des Flansches 2, 5 angeordneten Heizmediumstutzen 27 in das Gehäuse 7 hineingeleitet und über die Heizmediumstutzen 28 am unteren Flansch 4, 6 wieder abgeleitet. Diese Heizmediumstutzen 27, 28 auf der Mantelseite des Wärmetauschers 1 sind bevorzugt tangential angeordnet, um eine gleichmäßige Verteilung des Heizmediums sicherzustellen. Es werden je zwei Stutzen um 180° versetzt in der Nähe des Stirnflansches 5 und auch des Stirnflansches 6 angebracht, um sowohl einen Gegenstrom- als auch einen Gleichstrombetrieb zu ermöglichen.

Um eine mechanische Verformung der Rohre 18, 20 bzw. eine Verschiebung der Rohre zueinander zu verhindern, werden die Rohrbündel bzw. wird das Rohrbündel 3 in sinnvollen Abständen mit Halterungen 30 versehen. Für diese Halterungen 30 sind unterschiedliche Ausführungsformen, wie in Fig. 2 und 4 angedeutet, denkbar. Im Falle der Wendel 19 werden die Rohre 18, 20 gemäß Fig. 4 auf z. B. sternförmigen Trägerelementen 31 aufgewickelt. Das Rohrbündel mit den mäanderförmig gebogenen Rohren 18, 20 wird durch mehrere, über die Lauflänge verteilte Distanzscheiben 32 gemäß Fig. 2 auf Abstand gehalten und mechanisch stabilisiert. Für die flachovalen Rohre 22 ist eine ähnliche Halterung 30 vorgesehen.

Fig. 5 zeigt eine Draufsicht auf die dem Stirnflansch 5 bzw. 6 zugewandte Seite des Eintrittsflansches 2 bzw. des Austrittsflansches 4. Genauer gesagt, handelt es sich hier um den Austrittsflansch 4, weil die die Köpfe der Verbindungsschrauben 9 aufweisenden Ausnehmungen bzw. eine entsprechend rillenförmige Nut bei dem aus Fig. 5 ersichtlichen Flansch nicht vorhanden ist. Deutlich ist aber, wie auch bei dem jeweiligen Eintrittsflansch 4 zu erkennen, daß beim Austrittsflansch 4 von der mittigen Bohrung 14 sternförmig ausgehende Zuteilungskanäle 15, 16 vorgesehen sind, die bis zu den Rohren 19, 20 reichen bzw. den in diese Kanäle übergehenden Bohrungen.

Bei der aus Fig. 5 ersichtlichen Ausführung sind zehn solcher Zuteilungskanäle 15, 16 entsprechend der Zahl der Bohrungen 18, 20 vorgesehen. Bei weniger derartigen Bohrungen 18, 20 reduziert sich auch die Zahl der Zuteilungskanäle bzw. dann, wenn einige der Zuteilungskanäle stillgelegt werden sollen, wird einfach ein Austrittsflansch 4 bzw. Eintrittsflansch 23 verwendet, der entsprechend über weniger Zuteilungskanäle 15, 16 verfügt.

Weiter vorn ist bereits darauf hingewiesen worden, daß es ein wesentlicher Vorteil dieses Wärmeaustauscherkonzeptes ist, daß durch modulare Parallelschaltung bei überall gleichlangen Zuteilkanaßen 15, 16 quasi beliebig große Wärmeaustauscherflächen für die Behandlung entsprechend großer Volumendurchsätze realisiert werden können. Dabei ist sichergestellt, daß in sämtlichen Rohren 18, 20 dieselben Strömungs- und Wärmeaustauschbedingungen herrschen und damit stets dieselbe enge Verweilzeitverteilung resultiert. Die Auslegung der erforderlichen Apparategröße bzw. der benötigten Wärmeaustauscherfläche gestaltet sich bei dieser Wärmeaustauscherkonzeption unter Gewährleistung höchster Ansprüche an Sicherheit und Genauigkeit problemlos.

Mit dem vorgeschlagenen Wärmeaustauscherkonzept läßt sich vorteilhafterweise sowohl das kurzzeitige und mit definierten Verweilzeiten ablaufende Aufheizen als auch Abkühlen von flüssigen Medien durchführen. Gemäß Fig. 6 sind mehrere Wärmetauschermodule 34, 35, 35' hintereinander geschaltet, um in dieser günstigen Form das flüssige Medium zu behandeln. Dabei kann die Komplettseinheit 37 in einem gemeinsamen Gehäuse 36 untergebracht sein oder aber in entsprechend zusammengeschalteten Teilgehäusen. Damit ist es möglich, in günstiger Form die flüssigen Medien zunächst in der Aufheizstufe 38 aufzuheizen, anschließend über definierte Zeitintervalle auf einer bestimmten Temperatur in der Haltestufe 39 zu halten und in einer dritten, nämlich der Kühlstufe 40 wieder definiert abzukühlen. Hiermit kann z. B. bei der Fermentation in Labor- und Technikumsanlagen jede Flüssigkeit in sehr kleinen Volumina mit sehr kleinen Volumenströmen z. B. von etwa 0,1 bis 10 l/h je nach Anforderung sterilisiert werden. Diese Aufgabe ist vorteilhafterweise mit der aus Fig. 6 ersichtlichen Komplettseinheit 37 und damit in Form eines kontinuierlich betriebenen, kompakten Hochleistungskapillär-Wärmeaustauschers zu lösen.

Bei der aus Fig. 6 ersichtlichen Ausführung ist zwischen der Aufheizstufe 38 und der Haltestufe 39 sowie der Haltestufe 39 und der Kühlstufe 40 auf die Anordnung von Eintrittsflanschen 2 und Austrittsflanschen 4 verzichtet worden. Diese sind jeweils nur im Endbereich der Aufheizstufe 38 bzw. der Kühlstufe 40 vorgesehen. Im Zwischenbereich findet ein direkter Übergang von Rohr zu Rohr statt. Die entsprechenden Querschnitte unterhalb der Fig. 6 verdeutlichen dieses.

Fig. 7 zeigt ein flachovales Rohr 22 in Seitenansicht mit einer entsprechenden Profilierung 23. Ein Ausschnitt ist in Fig. 8 vergrößert wiedergegeben und Fig. 9

zeigt einen Querschnitt mit dem entsprechend aus einem Rundrohr erzeugten flachovalen Rohr 22.

Fig. 10 zeigt einen Längsschnitt durch ein Rohr 18 bzw. 20, wobei hier gleichzeitig verdeutlicht ist, daß in die Flüssigkeit 43 jeweils im Takt ein Trennmedium 42 eingegeben ist, so daß über die sich dadurch einstellende Trennschicht 44 einzelne Flüssigkeitspropfen gebildet werden, die besonders vorteilhaft gezielt zu erwärmen bzw. zu erhitzten sind. Das Trennmedium 42 kann dabei sehr genau getaktet eingegeben werden, so daß sich jeweils gleich große Flüssigkeitspropfen 45 einstellen.

Fig. 11 zeigt einen Querschnitt eines entsprechenden Rohres 18, 20, wobei hier zur Vermeidung von Grenzflächeneffekten durch spezifische Anlagerung von Produktkomponenten o.ä. eine Innenwandbeschichtung 46 vorgesehen ist. Diese Innenwandbeschichtung 46 besteht hier beispielsweise aus Paraffin, wobei dafür Sorge zu tragen ist, daß die Beschichtung rundherum gleichmäßig ist. Hierbei ist weiter die Möglichkeit gegeben, auch das gesamte Rohr 18 bzw. 20 aus einem hydro- bzw. lyophoben Material herzustellen, also beispielsweise aus Teflon oder Polypropylen, um die beschriebenen negativen Effekte zu vermeiden.

Bei Fig. 12 ist die Darstellung nach Fig. 10 dahingehend ergänzt, daß hier der Längsschnitt mit einer entsprechenden Innenwandbeschichtung 46 wiedergegeben ist. Darüber hinaus ist ein Verbindungsstutzen 47 wiedergegeben, der an das hier nicht mehr dargestellte Zuteilungssystem 50 bzw. Leitungssystem 49 anschließt. Dabei werden über diesen Verbindungsstutzen 47 in vorgegebenen Takten Inertgas- oder auch Dampfblasen eingeführt, so daß sich die weiter oben beschriebenen Ppropfen aus Trennmedium 42 bzw. aus Inertblasen einstellen.

Ergänzend ist in Fig. 1 dargestellt, daß innerhalb der so gebildeten einzelnen Flüssigkeitspropfen 45 eine Zwischenströmung 55 hervorgerufen wird, die zu einer vorteilhaften Durchmischung der Flüssigkeit und damit zur gleichmäßigen Beeinflussung und Erwärmung dieses einzelnen Flüssigkeitspropfen beiträgt. Fig. 2 verdeutlicht ergänzend auch, daß die Abmessungen der Flüssigkeitspropfen 45 und der Gasblasen bzw. Trennmediumsblasen 42 nicht die gleichen Abmessungen aufweisen müssen, sondern daß diese vielmehr den jeweiligen Gegebenheiten weitreichend verändert werden können.

Die Figuren 13 und 14 zeigen einen Wärmetauscher 1, der zumindest auf der Seite des Eintrittsflansches 2 und/oder auch des Austrittsflansches 4 mit einem Zuteilungssystem 50 versehen ist. Dieses Zuteilungssystem 50 sorgt dafür, daß optimale Inertgasblasen bzw. Trennmediumsblasen 42 in die Flüssigkeit 43 bzw. in den Flüssigkeitsstrom eingeschleust werden, um die aus Fig. 10 und Fig. 12 ersichtliche Ppropfenbildung zu begünstigen. Das dazu benötigte Gas wird im Behälter 48 vorgehalten und über das Leitungssystem 49 dem jeweiligen Verbindungsstutzen 47 zugeführt. Im Bereich des Zuteilungssystems 50 bzw. in diesem ist

eine Pumpe 51 angeordnet, die mit dem Steuerungsteil 52 zusammenarbeitet und dafür sorgt, daß über die Zwischenventile 53, 54 gleiche Mengen oder im vorgegebenen Takt entsprechende Mengen an Inertgas bzw. Dampf ins System einströmen, um die aus Fig. 10 und Fig. 12 ersichtliche Ppropfenbildung zu erreichen.

Über das Steuerungsteil 52 sowie die den einzelnen Verbindungsstutzen zugeordneten Zwischenventile 53, 54 ist es möglich, jeweils einzelne Rohre, alle Rohre oder aber auch Gruppen von Rohren 18, 20 bzw. Zuteilungskanäle 15, 16 mit dem Zuteilungssystem 50 zu verbinden, um entsprechende Blasen aus Trennmedium 42 zu erzeugen.

Alle genannten Merkmale, auch die den Zeichnungen allein zu entnehmenden, werden allein und in Kombination als erfindungswesentlich angesehen.

Patentansprüche

20. 1. Wärmetauscher (1) für die thermische Konditionierung von Stoffgemischen oder für die Sterilisation von Flüssigkeiten, die mit Mikroorganismen kontaminiert sind oder sein können, mit Ein- und Austrittsflansch (2, 4) und einem diese verbindenden Rohrbündel (3), das von einem Gehäuse (7) mit Stutzen (27, 28) für die Zufuhr und Ableitung des Heizmediums gegen die Umgebung abgeschlossen ist,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Rohrbündel (3) mehrere gleichlange und über einen gleichen Querschnitt verfügende Rohre (18, 20) aufweist, die wiederum über gleichlange und gleichen Querschnitt aufweisende Zuteilungskanäle (15, 16) im Bereich des Ein- und/oder Austrittsflansches (2, 4) mit dem jeweiligen Zentralrohr (12, 13) in Verbindung stehen.
2. Wärmetauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Rohre (18, 20) einen sehr engen Strömungsquerschnitt und eine dünne Wandstärke aufweisen.
3. Wärmetauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Rohre (18, 20) einen kreisförmigen oder ovalen Querschnitt aufweisen.
4. Wärmetauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Rohre (18, 20) einen rechteckförmigen Querschnitt aufweisen.
5. Wärmetauscher nach Anspruch 1 bis 4,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Rohre (18, 20) einen Innendurchmesser bzw. eine Kantenlänge von 0,5 bis 5 mm, vorzugsweise 1,0 bis 3,0 mm aufweisen.

6. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1 bis 5,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Rohre (18, 20) eine Wandstärke von 0,05
bis 1 mm, vorzugsweise 0,1 bis 0,3 mm aufweisen.

7. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Rohre (18, 20) über den Querschnitt des
Gehäuses (7) gleichmäßig verteilt angeordnet und
wendel- oder mäanderförmig gebogen oder gewickelt
ausgebildet sind.

8. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Innen- und/oder Außenwände (24, 25) der
Rohre (18, 20) profiliert sind.

9. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Zuteilungskanäle (15, 16) sternförmig von
der zentralen, mit dem Zentralrohr (12) verbundenen
Bohrung (14) auf die in gleichmäßigem
Abstand kreisförmig um die Mittellachse (17) angeordneten
Rohre (18, 20) zulaufend ausgebildet sind.

10. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß den Zuteilungskanälen (15, 16) einzeln oder
gruppenweise wirkende Regelorgane zur Variation
der Durchflußmenge durch Beaufschlagung ver-
schiedener Kapillarrohre zugeordnet sind.

11. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Zuteilungskanäle (15, 16) im Eintritts-
flansch (2) bzw. Austrittsflansch (4) ausgebildet
sind und daß der zugehörige Stirnflansch (5, 6) des
Gehäuses (7) eine durchgehend plane Fläche auf-
weist.

12. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1 und 11,
dadurch gekennzeichnet,
daß die beiden Stirnflansche (5, 6) über Stützrohre
(8) verbunden sind, die Verbindungsschrauben (9)
aufnehmen und daß die Stirnflansche und der Ein-
tritts- bzw. der Austrittsflansch (2, 4) über getrennte
Halteschrauben (10, 11) verbunden sind.

13. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die beiden Stirnflansche (5, 6) mit dem
Gehäuse (7) durch Löten oder Schweißen direkt
verbunden sind.

14. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1 bis 12,
dadurch gekennzeichnet,
daß Eintritts- und Austrittsflansch (2, 4) mit den
Gehäusen (36) weiterer Wärmetauschermodule

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

(35) korrespondierend und koppelbar ausgebildet
sind.

15. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Gehäuse (7) mit tangential angeordneten
Heizmediumstützen (27, 28) ausgerüstet ist.

16. Wärmeaustauscher nach Anspruch 14,
dadurch gekennzeichnet,
daß eingangs- und ausgangsseitig zwei um 180°
versetzte Heizmediumstützen (27 bzw. 28) vorge-
sehen sind.

17. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1 bis 8,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Lage der Rohre (18, 20) über im Abstand
über die Länge des Gehäuses (7) verteilt angeord-
nete Halterungen (30) stabilisiert ist.

18. Wärmeaustauscher nach Anspruch 16,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Halterungen (30) bei dem gewendeten
Kapillarrohr (19) als sternförmige Träger (31) aus-
gebildet sind.

19. Wärmeaustauscher nach Anspruch 16,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Halterungen (30) bei der mäanderförmigen
Rohrschlange (21) als Distanzscheiben ausgebildet
sind.

20. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1 bis 18,
dadurch gekennzeichnet,
daß mehrere Wärmetauschermodule (34, 35)
sternförmig parallel geschaltet sind.

21. Wärmeaustauscher nach Anspruch 1 bis 19,
dadurch gekennzeichnet,
daß drei Wärmetauschermodule (34, 35, 35') eine
Komplettseinheit (37) mit Aufheiz-, Halte- und Kühl-
stufe (38, 39, 40) bildend miteinander verbunden
sind.

22. Wärmeaustauscher nach Anspruch 20,
dadurch gekennzeichnet,
daß die mittlere Haltestufe (39) ohne Zwischen-
schaltung von Eintritts- bzw. Austrittsflansch (2, 4)
direkt mit der Aufheiz- und der Kühlstufe (38, 40)
verbunden ist.

23. Wärmetauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Zuteilungskanäle (15, 16) und/oder die
Rohre (18, 20) eine Innenwandbeschichtung (46)
aufweisen, die aus einem hydro- oder lyophoben
Material bestehen.

24. Wärmetauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Zuteilungskanäle (15, 16) und/oder die
Rohre (18, 20) insgesamt aus einem hydro- oder
lyophoben Werkstoff bestehend ausgebildet sind.
5

25. Wärmetauscher nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Zuteilungskanäle (15, 16) mit Verbindungs-
stutzen (47) versehen sind, die mit einem ein Trenn-
medium (42) aufweisenden und über ein
Zuteilungssystem (50) verfügenden Behälter (48)
verbunden sind.
10

26. Wärmetauscher nach Anspruch 25,
dadurch gekennzeichnet,
daß der Behälter (48) als Inertgas- oder Dampfbe-
hälter ausgebildet ist.
15

27. Wärmetauscher nach Anspruch 25 bis 26,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Zuteilungssystem (50) alle, einzelne oder
Gruppen von Zuteilungskanälen (15, 16) oder Roh-
ren (18, 20) eine segmentierende Flüssigkeitsströ-
mung erzielend ausgelegt ist.
20

28. Verfahren zur thermischen Konditionierung von
Stoffgemischen oder für die Sterilisation von Flüs-
sigkeiten, die mit Mikroorganismen kontaminiert
sind oder sein können, bei dem die Stoffgemische
oder Flüssigkeiten indirekt erhitzt werden,
dadurch gekennzeichnet,
daß der Stoffgemisch- oder Flüssigkeitsstrom in
kleine, genau definierte und ungefähr die gleiche
Menge aufweisende Teilströme unterteilt und jeder
Teilstrom mit gleicher Geschwindigkeit für einen
vorgegebenen Zeitraum erhitzt und anschließend,
vorzugsweise nach der Zusammenführung der Teil-
ströme weiterbehandelt wird.
25

29. Verfahren nach Anspruch 28,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Teilströme in miteinander verbundenen
Modulen getrennt aufgeheizt, auf Temperatur
gehalten und anschließend gekühlt und dann erst
wieder zusammengeführt werden.
30

30. Verfahren nach Anspruch 28,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Zuteilungskanäle und/oder die Rohre mit
einer Innenwandbeschichtung aus einem Grenzflä-
cheneffekte unterbindenden Werkstoff, vorzugs-
weise aus Paraffinen oder ähnlichen Verbindungen
versehen werden.
35

31. Verfahren nach Anspruch 28,
dadurch gekennzeichnet,
daß in die Teilströme im vorgegebenen Abstand ein
sich mit diesen nicht mischendes Trennmedium ein-
gegeben wird.
40

32. Verfahren nach Anspruch 31,
dadurch gekennzeichnet,
daß das Trennmedium in einen, mehrere oder in
Gruppen von Teilströmen eingeschleust wird.
45

33. Verfahren nach Anspruch 31,
dadurch gekennzeichnet,
daß als Trennmedium Inertgas- oder Dampfblasen
verwendet werden.
50

55

Fig.1

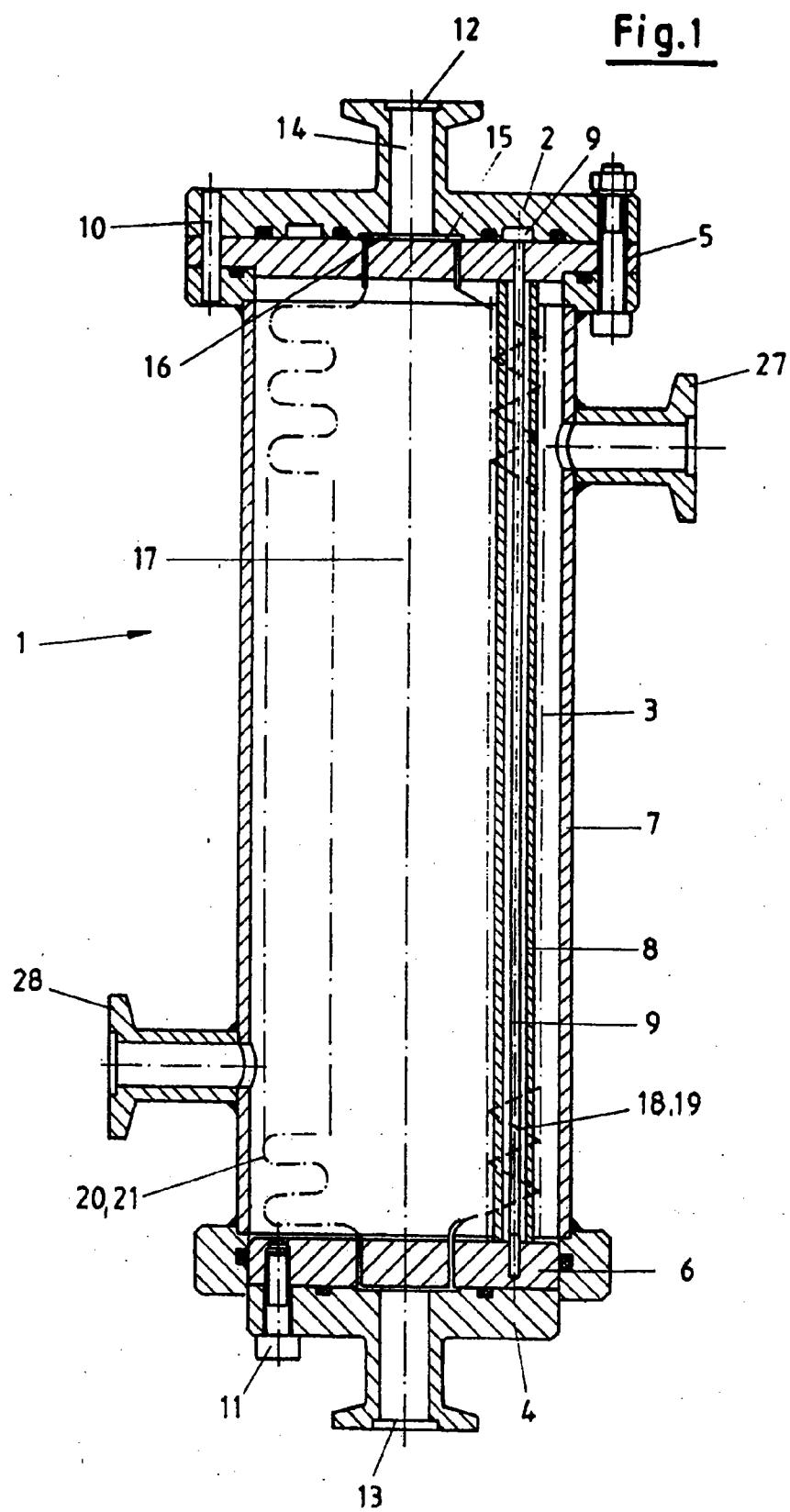


Fig.2

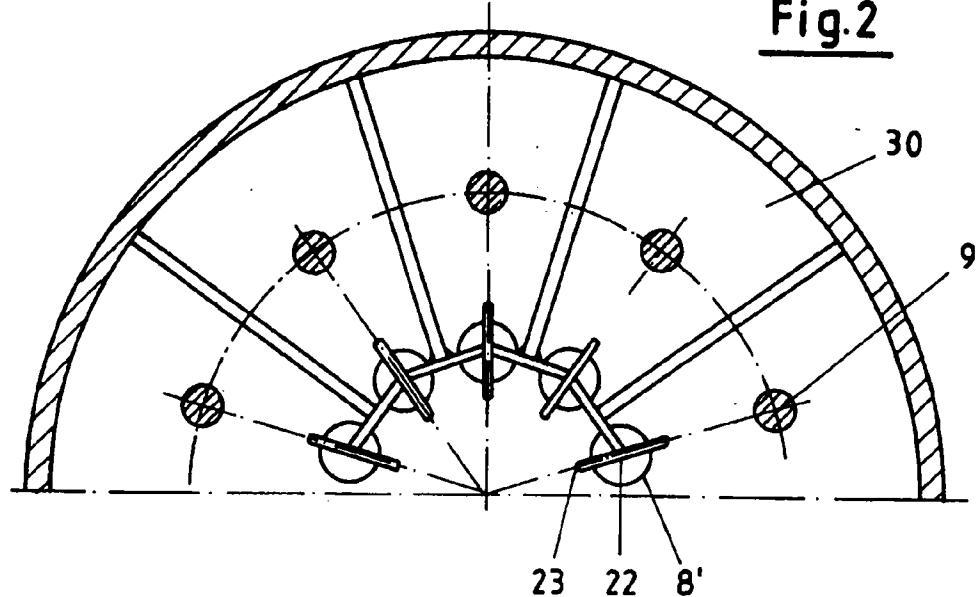


Fig.3

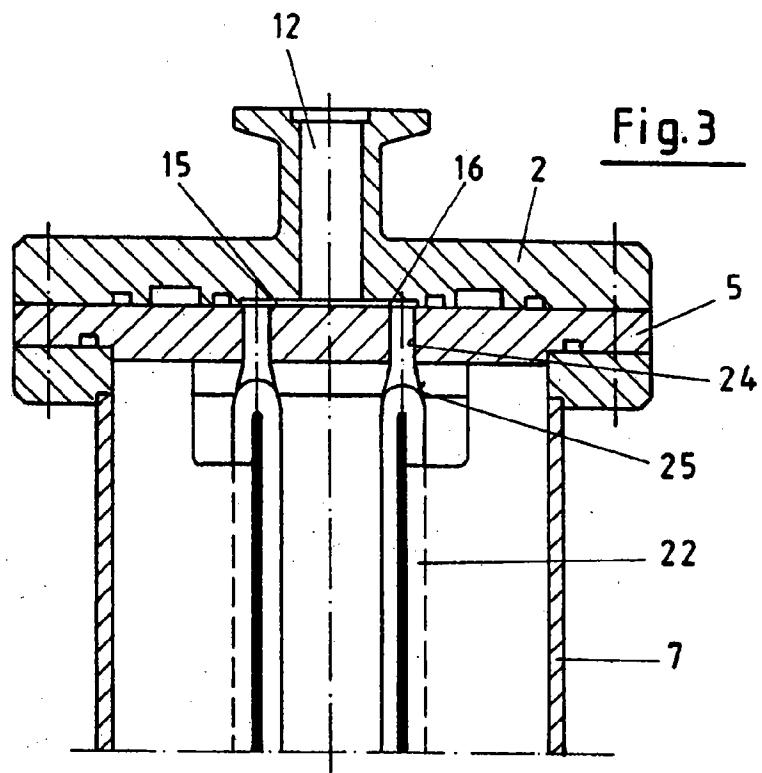


Fig.5

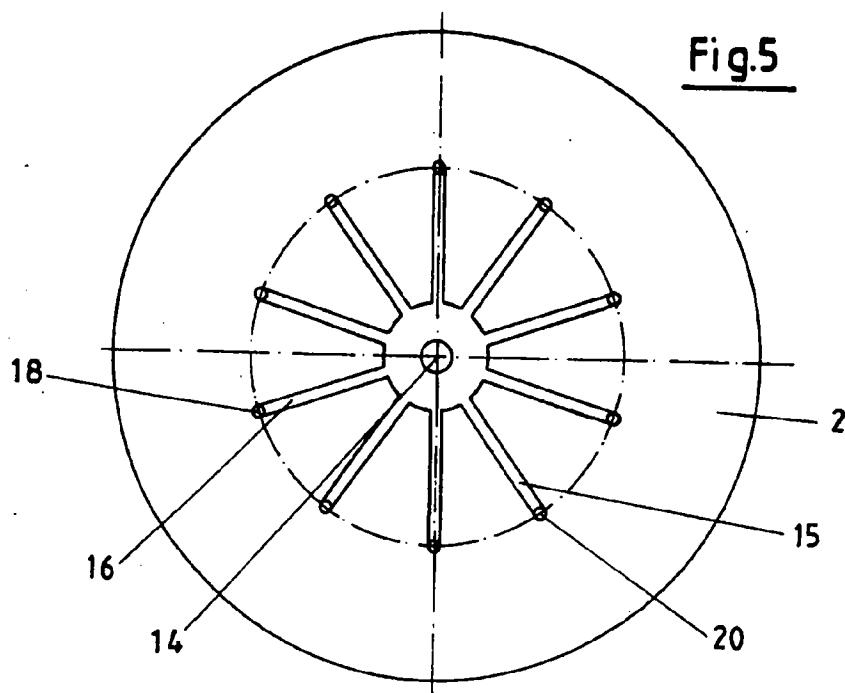
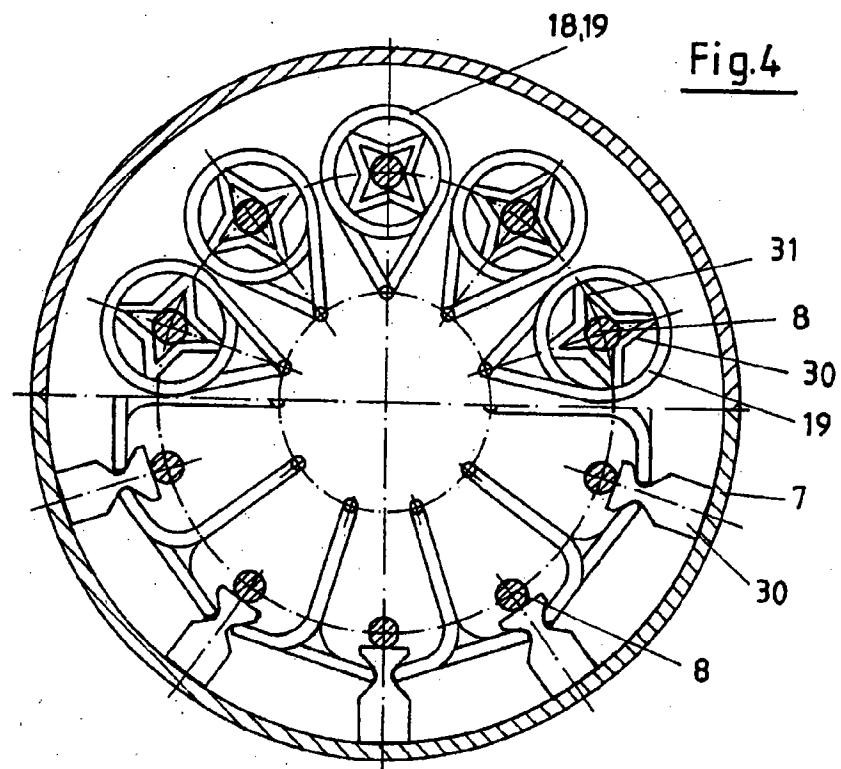
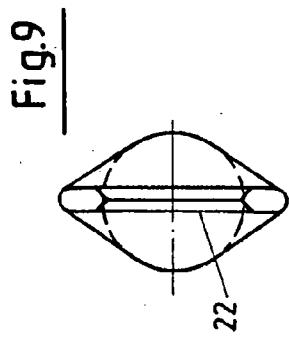
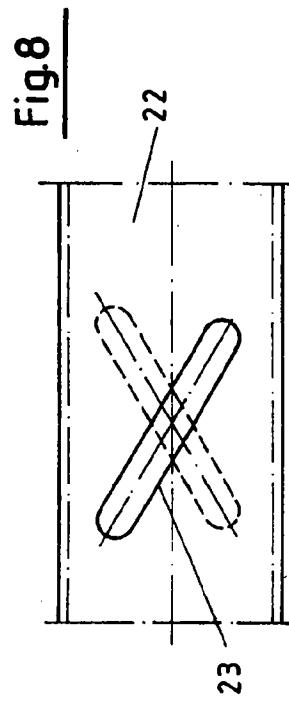
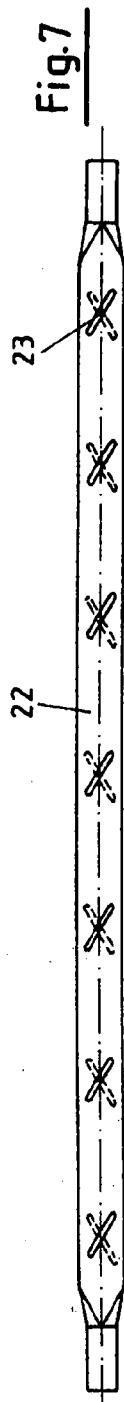
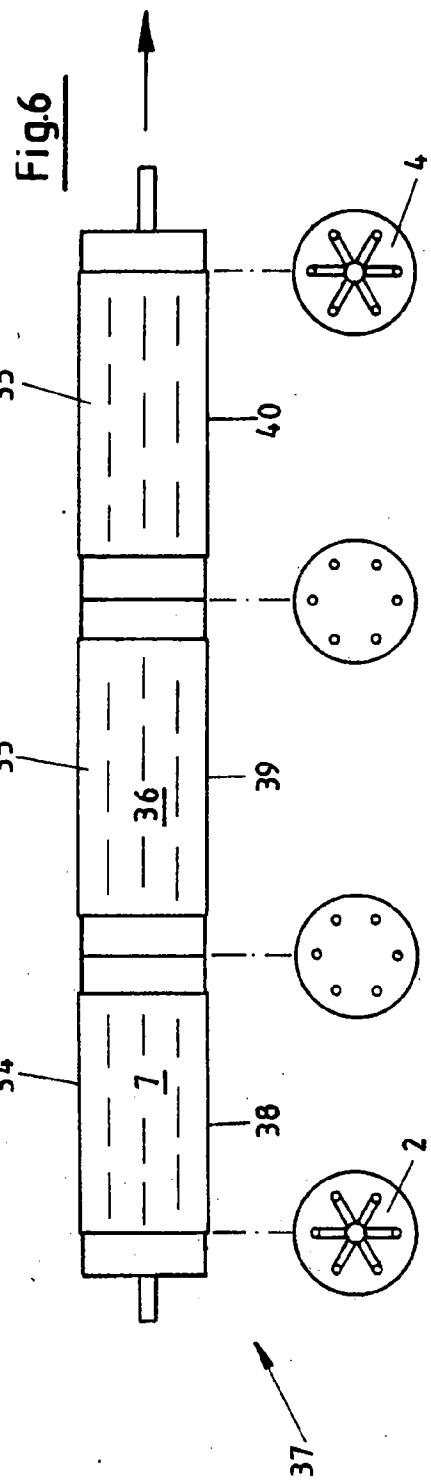
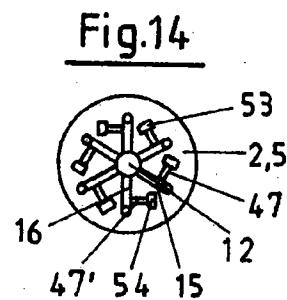
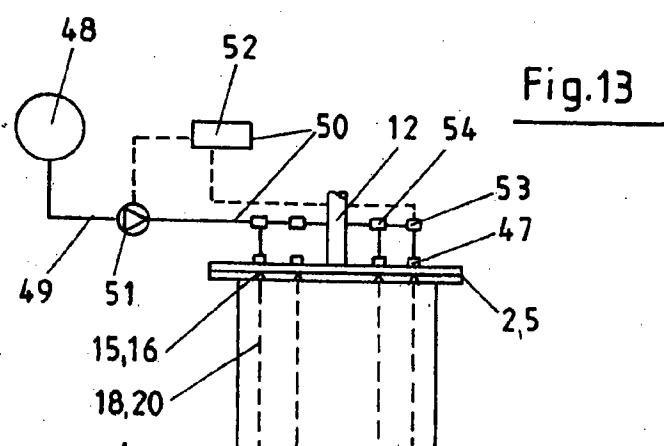
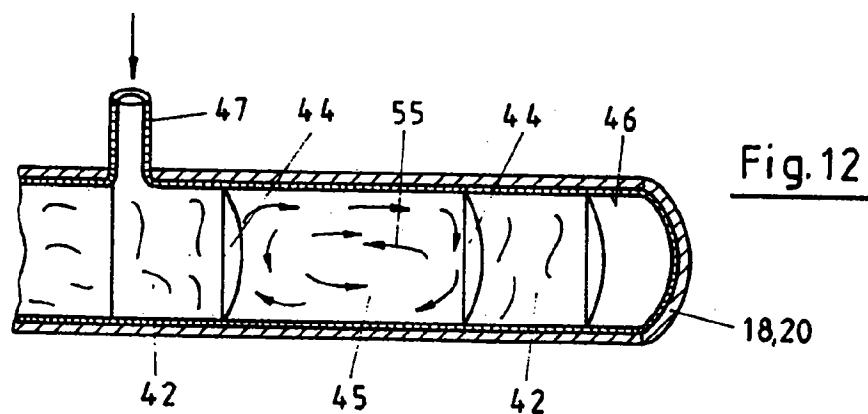
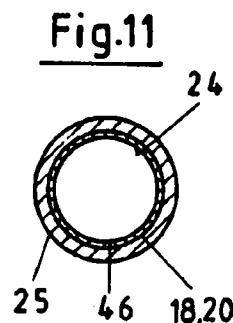
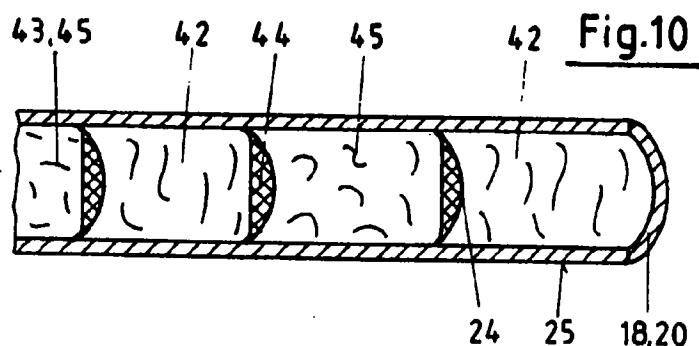


Fig.4









EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			EP 95108722.0
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. 6)
A	<u>WO - A - 92/16 807</u> (CLOUTIER) * Fig. 1; Zusammenfassung * --	1-33	F 28 D 7/02
A	<u>EP - A - 0 283 826</u> (FRESENIUS) * Fig. 1; Zusammenfassung * --	1-33	
A	<u>DE - B - 2 345 243</u> (BERTRAMS) * Fig. 1 * -----	1-33	
RECHERCHIERTE SACHGEBiete (Int. Cl. 6)			
F 28 D B 01 D			
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt.			
Recherchenort WIEN	Abschlußdatum der Recherche 12-03-1996	Prüfer HUBER	
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTEN X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze		E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmelde datum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	



US006250379B1

(12) **United States Patent**
Geissler et al.

(10) Patent No.: US 6,250,379 B1
(45) Date of Patent: Jun. 26, 2001

(54) HIGH-SPEED CAPILLARY TUBE HEAT EXCHANGER

(75) Inventors: Stefan Geissler, Dortmund; Karl Heinz Schweitzer, Unna; Helmut Beykirch, Menden; Gert Langer, Fröndenberg; Udo Werner, Recklinghausen, all of (DE)

(73) Assignee: hde Metallwerk GmbH, Menden (DE)

(*) Notice: Subject to any disclaimer, the term of this patent is extended or adjusted under 35 U.S.C. 154(b) by 0 days.

(21) Appl. No.: 08/442,103

(22) Filed: May 16, 1995

(30) Foreign Application Priority Data

May 17, 1994 (DE) 44 17 266
Jan. 10, 1995 (DE) 195 00 421

(51) Int. Cl.⁷ F28D 7/02; F28F 9/22

(52) U.S. Cl. 165/158; 165/162; 165/163;
165/174; 165/145

(58) Field of Search 165/158, 173,
165/175, 174, 162, 163, 133

(56) References Cited

U.S. PATENT DOCUMENTS

2,181,486 * 11/1939 Jenkins 165/162 X
3,513,908 * 5/1970 Singh 165/163 X
4,924,938 * 5/1990 Plaschkies 165/158
4,999,102 * 3/1991 Cox et al. 137/561 A X

5,058,663 * 10/1991 Hagemeister 165/162
5,241,839 * 9/1993 Hughes 165/174 X
5,246,062 * 9/1993 Meijburg 165/158 X
5,301,746 * 4/1994 Trage et al. 165/113

FOREIGN PATENT DOCUMENTS

211796 * 4/1960 (AU) 165/174
28388 * 11/1917 (NO) 165/158

* cited by examiner

Primary Examiner—Leonard Leo

(74) Attorney, Agent, or Firm—James Creighton Wray;
Meera P. Narasimhan

(57) ABSTRACT

For the sterilization of liquids (43) containing harmful microorganisms, or for the conditioning of mixtures of substances, a process and a heat exchanger (1) in the form of a tubular heat exchanger are used. The tube bundle (3) between the intake flange (2) and the outlet flange (4) is comprised of a number of tubes (18, 20) that are equal in length and that possess a narrow flow area and thin walls. These tubes, characterized as capillary tubes, are connected via distribution canals (15, 16) that are equal in length and similar in cross-section, to the central tube (12, 13) in the intake flange and in the outlet flange (2, 4). This causes the residence time distribution in the heat exchanger (1) to be held within very narrow limits, and causes the medium to be heated within fractions of a second to, for example, 140° C. or more, or less. This ensures a sterilization with the best possible preservation of thermolabile components, such as vitamins and proteins.

39 Claims, 3 Drawing Sheets

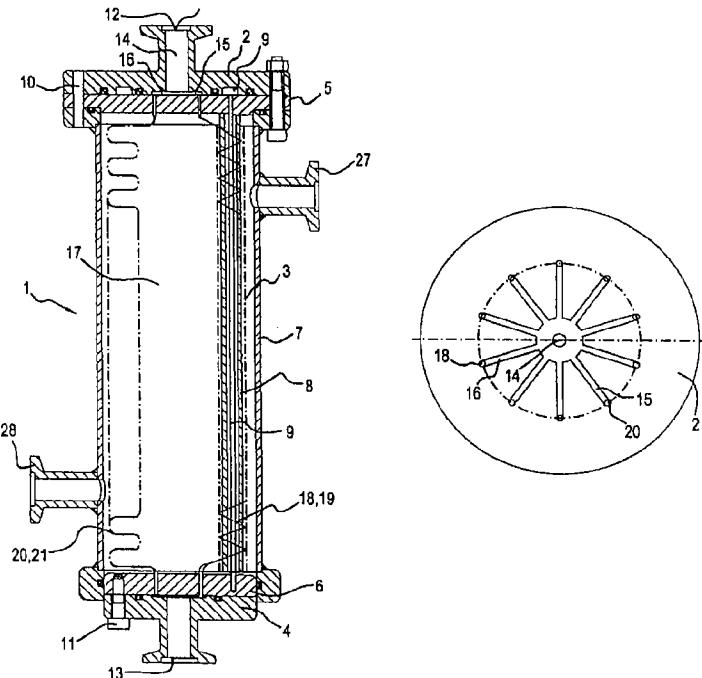


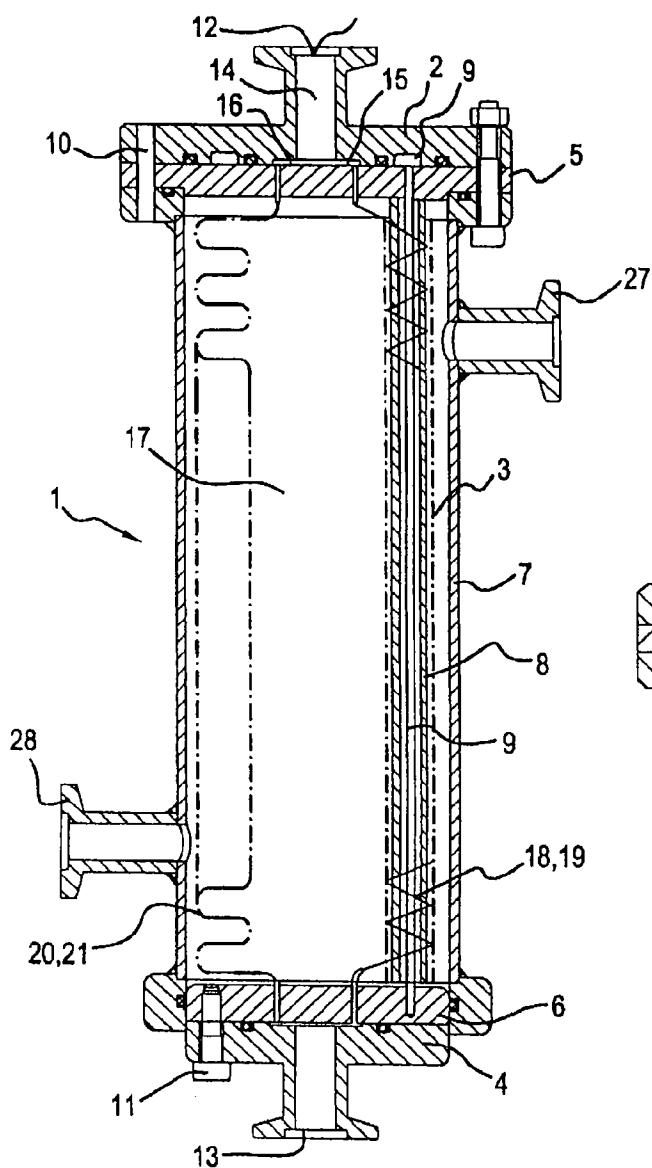
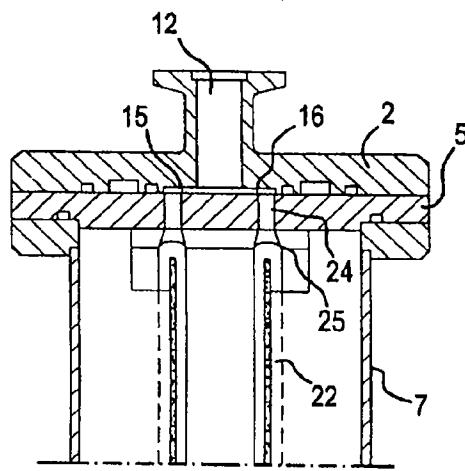
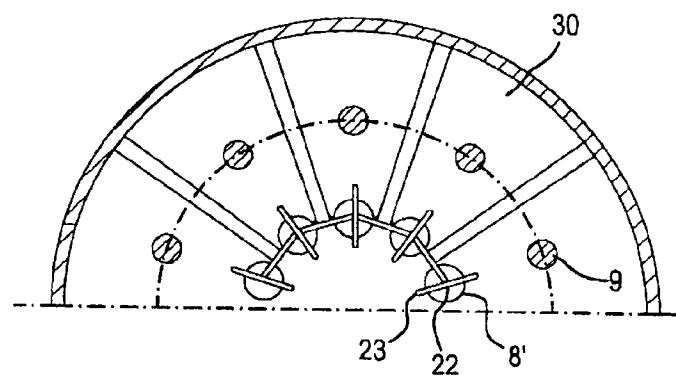
FIG. 1**FIG. 3****FIG. 2**

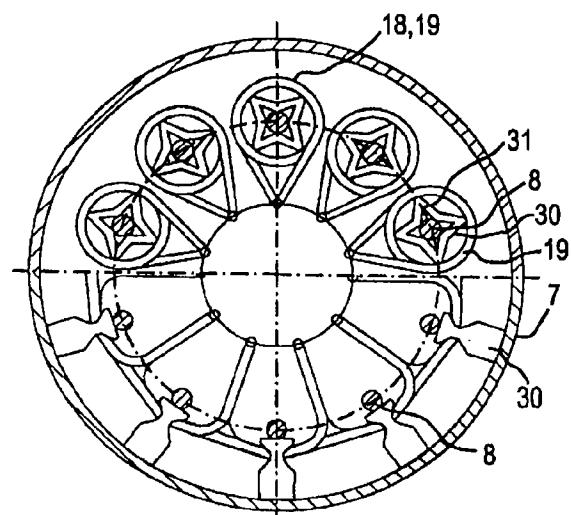
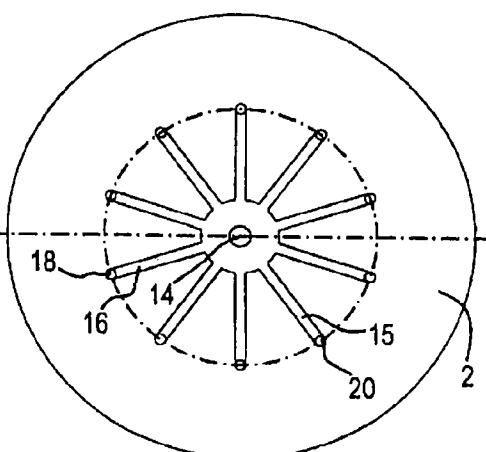
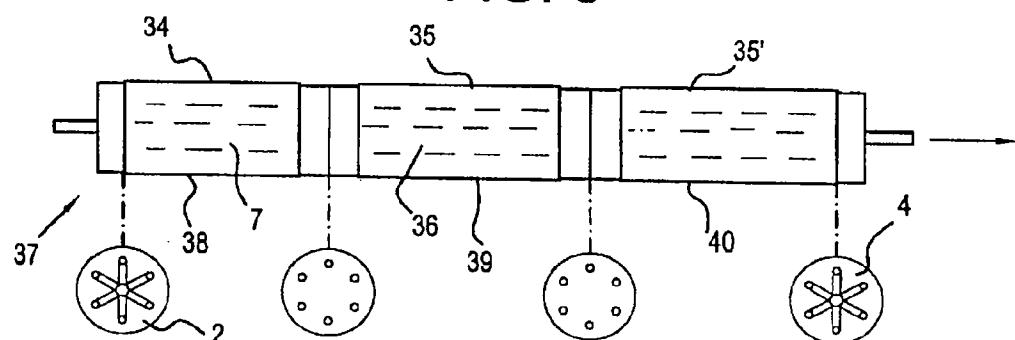
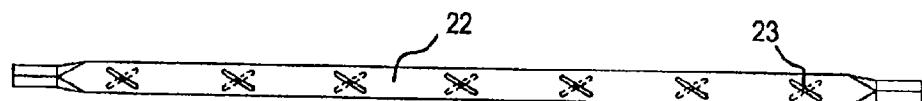
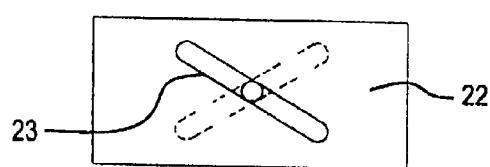
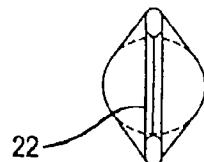
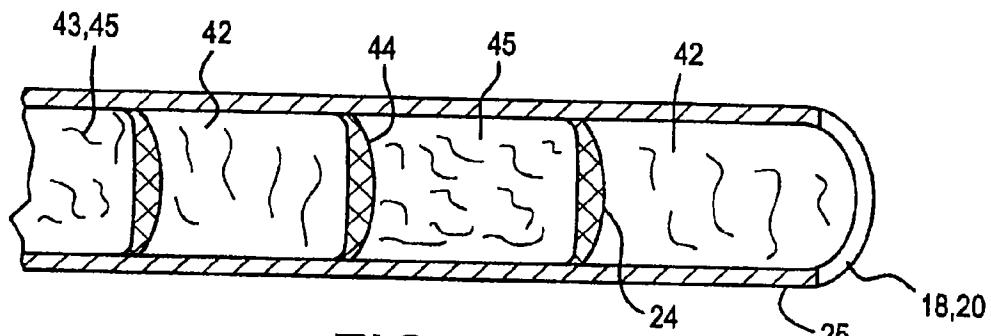
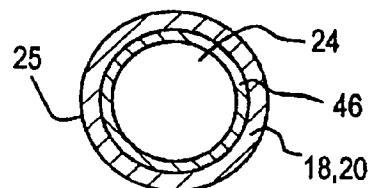
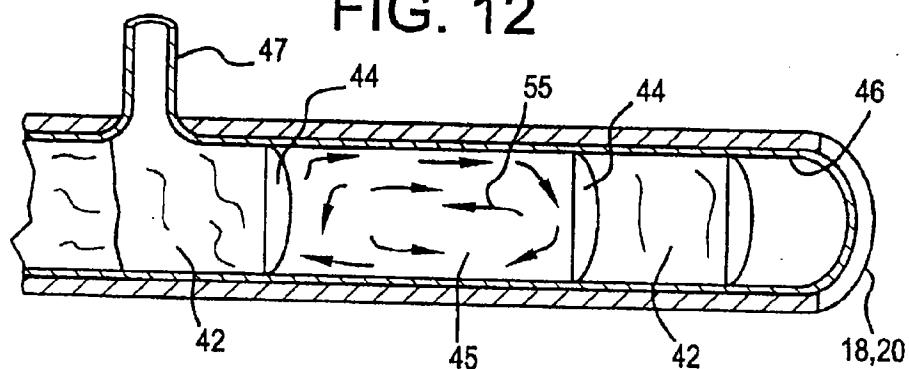
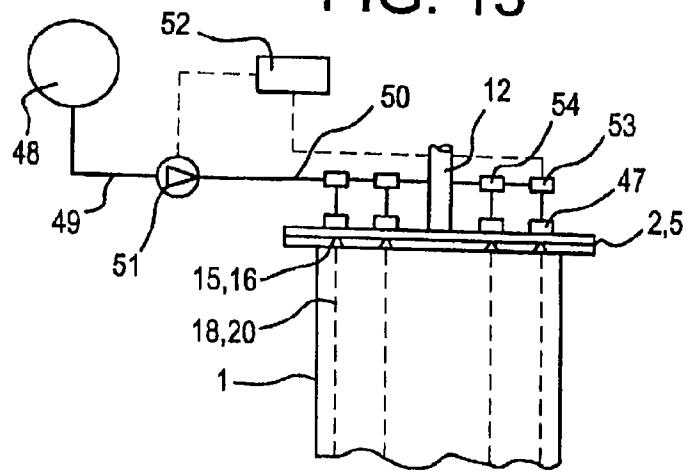
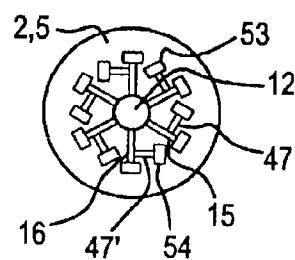
FIG. 4**FIG. 5****FIG. 6****FIG. 7****FIG. 8****FIG. 9**

FIG. 10**FIG. 11****FIG. 12****FIG. 13****FIG. 14**

1

HIGH-SPEED CAPILLARY TUBE HEAT EXCHANGER

BACKGROUND OF THE INVENTION

The invention involves a heat exchanger for the thermal conditioning of mixtures of substances or for the sterilization of liquids that are or may be contaminated with microorganisms, having an intake flange and an outlet flange and a tube bundle that connects these two flanges, which is sealed inside a shell having ports for the feeding-in and removal of the heating medium. The invention also involves a process for the thermal conditioning of mixtures of substances or for the sterilization of liquids.

Heat exchangers of this type are used, for instance, in the food processing industry, the pharmaceuticals industry, and in biotechnology fields, as well as in other areas of process engineering in which liquid media must be heated to high temperatures in the shortest time possible. This heating results in the sterilization of these liquids by killing off undesirable microorganisms and microbes. One problem, however, is that heat labile components and useful materials, such as vitamins and proteins, also become denatured in the process of heat treatment, with the duration of the heat treatment being of primary importance in terms of this negative effect. This so-called denaturation is a particular problem in what is termed the discontinuous sterilization process, which generally involves long heating-up, residence, and cooling times. An additional disadvantage to the process of discontinuous sterilization is that the packaging must also be heated for sterilization. For this reason, continuous sterilization, in which short residence times are possible, is preferred. In the food processing industry, the ultra-high temperature processing of milk is a particularly well-known example of this.

For this known process of continuous sterilization, parallel-plate heat exchangers are generally used in industry. These are comprised of plates that are layered one on top of another and contain special, waved indentations that form the flow canals. These plates are generally pressed together in large numbers by means of tension rods between thick-walled holding plates, and support one another, according to the shape of the waves, at several points. The distance between the plates ranges from 2.5 to 12 mm, which creates correspondingly varied flow canal sizes. The product of value and the heat-exchanging medium flow alternatingly between every two plates. Depending upon the design, the flow paths for the product of value in the individual canals, from the intake opening to the outlet opening, are of varying lengths in all design types, regardless of whether the overflow of the plates is diagonal or curved. This necessarily creates a correspondingly broad residence time distribution for the products to be sterilized using these known parallel-plate heat exchangers, with the result that a certain portion of the heat-sensitive components, for which the period spent in the heat exchanger lies above the average residence time, are subjected to severe denaturation. An even wider range of residence times is created by the hydraulic boundary layers or dead areas that are created at the points of contact of adjacent plates, in which the rate of flow naturally drops to very low levels.

In general technology, tubular heat exchangers are known; these advantageously contain large flow areas and flow paths that are equal in length. Liquids that flow through these tubes have an equal distribution of residence times. The disadvantage of these heat exchangers, however, is that due to the correspondingly varied feeding-in of the medium

2

from the central feed tube, radically dissimilar flow paths and varied residence times are created. In addition, these known tubular heat exchangers are unsuitable for the sterilization of liquids or for the conditioning of mixtures of substances because they do not permit short-time sterilization within the range of seconds.

SUMMARY OF THE INVENTION

It is thus the object of the invention to create a heat exchanger and a sterilization process that are also suited for short-time sterilization and that ensure a uniform residence time and sterilization temperature.

The object is attained in accordance with the invention in that the tube bundle contains several tubes that are equal in length and similar in cross-section, and that are connected to the central tube via distribution canals, positioned in the area of the intake and/or outlet flange, that are also equal in length and similar in cross-section.

This design for a heat exchanger, in which the medium flows through several tubes that are equal in length and similar in cross-section, but remains evenly distributed among the tubes, ensures a residence time distribution that remains within very narrow limits. The medium, which is fed through the tubes having the corresponding flow area, can, for example, be heated to 140° C. within tenths of a second, thus the required sterilization with the most extensive possible preservation of the vitamins and proteins can be guaranteed. It is thus possible to use a type of tube-bundle heat exchanger even in the food processing industry and in related industries, as equal residence times and sterilization temperatures can be guaranteed with these heat exchangers.

In relation to this, it is particularly advantageous for the tubes to have a very narrow flow area and thin walls, as this will permit an even and rapid increase in temperature over a short distance for the medium in the tubes. The capillary tubes that are used, which are equal in length and have very narrow flow areas, also make it possible for prime foodstuffs or similar goods to be sterilized gently but within the necessary time and at the required temperature, without danger of damage to the liquid itself.

In accordance with one advantageous embodiment of the invention, the tubes are either circular or oval in their cross-section. Although the tubes may theoretically possess any cross-sectional shape, the specified circular or oval tubes can be easily and accurately combined to form the corresponding tube bundles, even with their narrow or thin walls that are specified in the invention. They may also, in accordance with the invention, be flat or rectangular in cross-section, with the advantage that this shape provides, depending upon the volume of the liquid, a greater heat exchange surface in the capillary tubes.

In order to effect the heating of the medium to, for example, 140° C. within the required short period of time, correspondingly short tubes having an inside diameter, or transverse length, of between 0.5 and 5 mm, preferably 1.0 to 3.0 mm, are used. As a result of their relatively small cross-section, these tubes provide a defined length and a defined flow which enables a precise control of or compliance with the desired temperature values. This is also true for the further embodiment of the invention, in which the tubes have a wall thickness of 0.05 to 1 mm, preferably 0.1 to 0.3 mm. With these, and with a precisely defined cross-section, an even heating of the medium within the shortest time possible can be ensured.

Even with the shortest possible flow rates (laminar flow range), the desired heating is ensured under optimum

conditions, since, in accordance with a further advantageous embodiment of the invention, the tubes are designed to be positioned evenly over the cross-section of the shell and to be curved or coiled into a helix or a meandering shape. Regardless of the cross-section of these tubes that have been curved or coiled into a helix or a meandering shape, so-called secondary flows are superimposed upon the primary flow, crosswise to the axial flow, which causes the pulse exchange as well as the heat exchange to be increased significantly due to the increased convection. Because such forced changes in the direction of flow occur over and over along the entire length of the tube, the result is the above-mentioned significant improvement in or acceleration of the heat exchanger, as well as a limitation of the residence time distribution. It is also an advantage that this arrangement and design of the tubes enables a substantial reduction in the dimensions of the individual heat exchangers, down to the milliliter range.

It can also be advantageous in increasing the heat exchange for the inner and/or outer walls of the tubes to be profiled. These flow impediments on the inside walls or the outside walls will cause the hydraulic boundary layer to be disrupted by burbles (swirling), thus creating substantial improvement in the pulse exchange and heat exchange crosswise to the primary direction of flow.

As has already been indicated, with the invention it is ensured that equal amounts of the liquid medium are admitted via distribution canals into the individual tubes. This is achieved primarily in that the distribution canals are designed to be arranged in a stellate pattern around the central bore hole, which is connected to the central tube, and to feed into the tubes, which are arranged in a circular pattern, at equal distances from one another, around the central axis. If, for example, ten tubes are used, then ten uniformly designed distribution canals extend radially toward the outside from the central bore hole, ensuring that the individual tubes each receive equal amounts of the medium, from the very beginning, via the central tube. The distribution canals are uniformly designed and equal in length, so that, independent of the rate of flow, a short-time sterilization process, in which equal residence times are maintained, can be carried out.

If the feeding-in of the medium that is to be sterilized or conditioned varies, it can be advantageous for the distribution canals to be equipped with regulating devices that operate either individually or as a group to close individual distribution canals or entire groups of canals, thus causing the medium to be directed through the remaining distribution canals and tubes at an even rate of flow. The rate of flow can be varied by admitting the medium to different capillary tubes.

To facilitate the even feeding of the medium into the tubes, and to permit the inclusion of the appropriate regulating devices if necessary, the distribution canals are designed to be positioned in the intake flange or the outlet flange, with the corresponding end flange of the shell having a completely smooth surface. This also creates a metallic seal, which ensures the even feeding of the medium into the tubes via the distribution canals, without requiring additional measures.

In place of the above-mentioned regulating devices, a change in the number of distribution canals can be achieved by exchanging the intake flange or outlet flange that contains the distribution canals. This can be done easily, since in accordance with an advantageous embodiment of the invention the two end flanges are connected via support tubes

which contain connecting bolts, and since the end flanges are connected to the intake or the outlet flange via separate securing screws. In this way, the intake or outlet flange can be separated from the corresponding end flange and replaced by another flange containing a different number of distribution canals, practically without affecting the remaining components of the heat exchanger. The two end flanges may advantageously be connected directly to the shell via soldering or welding.

The embodiment for the heat exchanger specified in the invention also enables either a modular parallel coupling of several heat exchangers of this type, or a series coupling, enabled by the fact that the intake and outlet flanges are designed to correspond with and be coupleable to the shells of other heat exchanger modules. As will be explained further on, this also provides the option of forming a complete unit comprised of several heat exchangers of this type, which are all similar in design and thereby possess similar capacity data. The series coupling of heat exchangers also carries with it the advantage that the residence time can be selectively increased, if this is necessary for some reason, by simply "fixing" a correspondingly proportioned and designed module to the heat exchanger. This residence module may also contain other suitable flow tubes, with "interfaces" that are structurally appropriate in design.

As the heating or cooling media, steam, gases, or liquids may be used, with the feeding-in tubes for these media being securely fastened to the shell via correspondingly tangentially arranged ports. This ensures an even distribution of the heating medium inside the shell.

In order to enable both counterflow and parallel flow operation, for example using heat exchanger oils, the device in the invention contains two ports for the heating medium, which are 180° from each other, at the intake and the outlet sides of the device. Each of these heating medium ports is positioned near the end flange on either the intake or the outlet side.

In order to prevent the mechanical deformation of the thin-walled tubes over the length of the shell, and to prevent them from shifting in relation to one another, the positioning of the tubes is stabilized by holding devices that are distributed at specific distances from one another over the entire length of the shell. These holding devices are designed and constructed such that they impede the flow of heat only minimally.

In the case of helix-shaped capillary tubes, the holding devices are designed as star-shaped support elements, but in the case of the meandering tube coil they are designed as spacing disks which ensure that the tubes are kept a specific distance from one another while at the same time stabilizing them. A similar type of holding device is designed for oval-shaped tubes.

In the case of a parallel coupling of several heat exchanger modules, it is advantageous for the modules to be connected parallel to one another in a stellate arrangement. This permits the quantity of the medium that is to be sterilized to be appropriately increased, without requiring additional, more costly designs. This arrangement also carries with it the advantage that individual heat exchanger modules that are part of the parallel coupling can be closed at no great expense, if the quantity that is to be fed through the device is to be reduced or must be reduced.

As was pointed out earlier, in addition to the parallel coupling, a series coupling of similarly constructed heat exchanger modules is also possible, in which, in accordance with the invention, three heat exchanger modules that are

similar in construction are connected to one another to form a complete unit comprising a heating stage, a residence stage, and a cooling stage. The primary advantage of this is that it allows a complete sterilization to be performed, from normal temperature through heating and cooling and back to normal temperature, without requiring any additional intermediate piping of the medium that is to be sterilized. This ensures the even piping of the medium in each individual tube, over the entire length of the complete unit, with optimum effect for heating as well as for cooling, while maintaining a narrow and invariably even residence time distribution.

To simplify this complete unit, the invention further provides for the center residence stage to be directly connected to the heating and the cooling stages, without an intermediate connection to the intake or outlet flange, so that corresponding intake and outlet flanges are required only at the ends of the heating or cooling stage.

In order to prevent the product components from adhering to the walls of the tubes, the invention provides for the distribution canals and/or the tubes to have a coating on their inner wall surface, which is comprised of a hydrophobic or lyophobic material, preferably paraffin wax. In this way, agglomerations, which would necessarily lead to negative surface effects, but more importantly would inhibit the desired even heating of the liquid or the mixture of substances, are prevented.

It is also possible for the distribution canals and/or the tubes to be comprised entirely of a hydrophobic or lyophobic material, such as teflon, polypropylene, or a similar material.

An optimization of residence time can be achieved in accordance with the invention in that the distribution canals are equipped with connecting ports, which are connected to a vessel that contains a separating fluid and is equipped with a distribution system. The distribution system causes a separating fluid to be fed into the liquid flow from the vessel at preset intervals, causing plugs to form, which separate the individual sub-quantities of liquid from one another. This separation of the individual liquid plugs prevents back-mixing and ensures the treatment of specific quantities of liquid on the way through the capillary tubes. This advantageous limitation of the residence time distribution is promoted by the fact that within each individual liquid plug a circulating flow is created, and the thorough mixing of the liquid that this causes within a plug also contributes to the further limitation of the residence time distribution.

This advantageous prevention of back-mixing and creation of a circulating flow are achieved primarily in that the vessel is designed as a tank for inert gases or steam, so that the plugs that are fed in intermittently are gas bubbles, comprised of either inert gas or steam.

In order to permit a wide range of possible variations, it is advantageous for the distribution system for all the distribution canals, for individual canals, or for groups of distribution canals to have a segmented liquid flow. For this purpose the distribution system contains valves that are operated separately, or similar control elements, which permit both the term and the quantity of the separating fluid being regulated to be altered or, if necessary, even obstructed.

For the conditioning of mixtures of substances or for the sterilization of liquids that are or may be contaminated with microorganisms, a process is used, in which the indirect heating of the mixtures of substances or liquids is performed via a very specific manner and means, in which the mixture

of substances or the liquid flow is divided into precisely defined split streams containing approximately equal quantities, and each split stream is heated at the same speed for a preset period of time, after which, preferably following the rejoining of the split streams, the liquid flow is further treated. This process is effected using a heat exchanger, which is characterized in the preceding claims 1 through 27 or by individual features specified therein. The separation of the liquid flow into the smallest possible, and thereby, particularly in terms of the quantity, into the most precisely defined split streams, makes it possible to warm these many split streams evenly within the given unit of time, to heat them, to hold them for a preset period of time at this temperature, and, if necessary, to cool them off afterward. In addition, a residence time distribution is provided for that is limited to the point that will ensure the desired even and effective heating of the liquid flow or the flow of the mixture of substances.

In order to enable the further limitation of the residence time distribution, it can be advantageous to heat the split streams separately in modules that are connected to one another, to hold them at this temperature, and to cool them off, after which they can be rejoined. Particularly in terms of the cooling-off stage, such a separation into different module units can be advantageous, as then the necessary conditions created by a systematic cooling process can best be realized.

Agglomerations of individual product components or product mixtures are effectively prevented in that the distribution canals and/or the tubes are equipped with a coating on their inside walls, made of a material that eliminates surface effects, preferably paraffin wax or a similar compound. This coating, for example in the form of paraffin, leads to a maintenance of the flow of product or the liquid flow, without risk of adverse effects to the flow caused by an agglomeration on the inner wall.

In place of the coating on the inner wall, a design is possible in which the distribution canals and/or the tubes as a unit are made of a hydrophobic or lyophobic material such as teflon or polypropylene.

The calculated, successive feeding of a separating medium, via a suitable distribution system, into individual tubes, or even into all the tubes, results in a segmented liquid flow, so that the individual liquid segments pass through the system via the plug flow that is thus created, with the most clearly defined residence time. The process provides for a separating medium that will mix with the split streams [sic] to be fed into the split streams at preset intervals, with inert gas or steam bubbles being preferably used as the separating medium. The separating medium, preferably in the form of inert gas or steam bubbles, is funneled into one split stream, several split streams, or groups of split streams. The most precisely defined residence time created by the formation of plugs is based on the fact that the gas bubbles present between the liquid plugs prevent an axial back-mixing among several liquid plugs, which ensures a very narrow residence time distribution. This advantageous limitation of the residence time distribution is further promoted by the fact that a circulation flow is created within each individual liquid plug, and the thorough mixing of the liquid that this causes has a correspondingly positive effect.

The invention is distinguished specifically by the fact that a heat exchanger is created that can be used both for continuous short-time sterilization and for the conditioning of mixtures of substances via heat treatment, with the optimal, most extensive preservation of heat-sensitive products of value, in which a constant supply of heat, very short

residence times, and a narrow residence time distribution are maintained. The medium flows through tubes that are equal in length, which in this case are characterized as capillary tubes due to their narrow flow area, in which, prior to intake of the medium into the capillary tubes, from the central tube, via distribution canals that are equal in length and similar in design, a preliminary and specifically defined partition of the medium into the capillary tubes occurs. As a result of this partition, the residence time distribution is held within very narrow limits. The capillary tubes themselves may have any cross-sectional shape, however tubes that are circular or oval in their cross-section are advantageously used. For the generation of heat, any medium such as steam, liquids, electrical heating sources, etc. may be used; the same is true for the cooling medium. The specific design of the capillary tubes ensures an optimal heat exchange, which can be improved upon via counterflow operation, flow spoilers, or cross-current flow operation. Above all, however, the capillary tubes can be relatively simply used, which causes the shell, with its individual components and its seals, to be widely applicable. Alternatively, the invention provides for a version in which the capillary tube bundle and the end flanges are directly welded or soldered to the shell. Advantages to this design include extremely rapid heating and cooling, particularly in the case of embodiments that are curved or coiled into a helix or a meandering shape. Reference has already been made to the narrow residence time distribution. A further advantage that should be mentioned, however, is that there is hardly any risk of blockage in the case of capillary tubes that are round or rectangular in cross-section, since they contain no flow baffles. With the use of appropriate materials, such as special steel for example, the sterilization of the entire heat exchanger device is facilitated, with the absence of the flow baffles also enabling a more thorough cleaning. The invariably even cross-sections, quantities, and flow make a simple and specifically defined scale transference possible, in other words, with the same structural design, any number of similar modules may be connected in order to achieve greater throughputs. The liquids pass through all of the tubes under the same conditions. With a calculated feeding-in of inert gas or steam bubbles via the distribution system, the most specifically defined residence time for the individual liquid plugs or for the liquid streams is ensured. Disadvantageous surface effects are prevented by either coating the tubes or distribution canals with a hydrophobic or a lyophobic material, or making the tubes or distribution canals entirely of such a material.

Further details and advantages of the object specified in the invention are given in the following description of the attached diagrams, in which preferred exemplary embodiments containing key details and individual components are illustrated. These show:

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

FIG. 1 a longitudinal cross-section of a heat exchanger having tubes that are curved into a helix or meandering shape,

FIG. 2 and

FIG. 3 a partial longitudinal cross-section and a partial cross-section of a heat exchanger having tubes that are oval in shape,

FIG. 4 a cross-section of a heat exchanger in which the tubes are stabilized via holding devices,

FIG. 5 an overhead view of the end flange side of an intake flange,

FIG. 6 a complete unit, comprised of a number of heat exchangers,

FIG. 7 an oval tube with profiling,

FIG. 8 a magnified representation of the tube with profiling,

FIG. 9 a cross-section of the tube in accordance with FIG. 7 and FIG. 8,

FIG. 10 a longitudinal section of a tube containing plugs that have been formed via feeding-in of a separating medium,

FIG. 11 a cross-section of a tube having a coating on its inner wall,

FIG. 12 a longitudinal section of a tube containing distribution system ports,

FIG. 13 the upper section of a heat exchanger containing a distribution system, and

FIG. 14 an overhead view of the intake or end flange, with components of the distribution system.

DETAILED DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENTS

FIG. 1 illustrates a basic design of a heat exchanger 1 in accordance with the invention, in which two variations on the design of the tube bundle 3 between the intake flange 2 and the outlet flange 4 are given. The tube bundle 3 is bordered at both ends by end flanges 5, 6, and is enclosed at its sides by a shell 7. Each individual component of the tube bundle 3 is equipped with a support tube 8 that contains a connecting bolt 9, so that a tightening of the connecting bolt 9 will cause the two end flanges 5, 6 to be braced firmly against one another, and against the support tube 8 and the entire tube bundle 3.

In addition, the end flanges 5, 6 are separately connected to the intake flange 2 or the outlet flange 4 via securing screws 10, 11, so that the intake flange 2 and the outlet flange 4 can be individually separated from the corresponding end flanges 5, 6.

The liquid or the medium that is to be treated is fed into the heat exchanger 1 via the upper central tube 12 and the central bore hole 14, and is divided evenly from the very beginning among the individual tubes 18, 20 of the tube bundle 3. The helix-shaped tube 19, or the meandering tube coil 21 are arranged evenly around the center axis 17, so that all of the tubes 18, 20, which extend in a stellate pattern, as will be specified in greater detail at a later point, can simultaneously receive the medium via the distribution canals 15, 16.

The medium is then removed from the tubes 18, 20 at the lower end, via the end flange with its associated bore holes and holding devices, and is fed back to the central tube 13 via the distribution canals that are also positioned in the lower end, after which it is discharged from the heat exchanger.

Rather than the embodiment of the tubes 18, 20 illustrated in FIG. 1, which are in the form of a helix 19 or a meandering tube coil 21, an application is also possible in which the tubes 22 are oval in shape, as illustrated in FIG. 2 and FIG. 3; these tubes may be used with or without profiling sections 23. The upper part of FIG. 3 shows a magnified representation of the upper flanges 2 and 5, with the corresponding distribution canals 15 and 16. The profiling section 23 may be positioned on the inner wall 24 or

on the outer wall 25, or even on both walls.

For the heating or cooling media, steam, gases, or liquids, such as heat exchanging oil or other liquid media, may be

used. This heating medium is fed into the shell 7 via the heating medium port 27, which is positioned near the flange 2, 5, and is removed via the heating medium port 28 at the lower flange 4, 6. These heating medium ports 27, 28 on the shell side of the heat exchanger 1 are preferably tangentially arranged, in order to ensure an even distribution of the heating medium. Each two ports are displaced 180° and are positioned near the end flanges 5 and 6, in order to enable both counterflow and parallel flow operation.

In order to prevent a mechanical deformation of the tubes 18, 20 or a shifting of the tubes in relation to one another, the tube bundles or the tube bundle 3 are equipped with holding devices 30, positioned at appropriate distances from one another. Various embodiments for these holding devices 30 are possible, as is indicated in FIG. 2 and 4. In the case of the helix-shaped tube 19, the tubes 18, 20 are coiled around star-shaped support elements 31, as illustrated in FIG. 4. The tube bundle with the meandering, curved tubes 18, 20 is spaced and mechanically stabilized via several spacing disks 32 that are distributed evenly over the length of the tube, as is illustrated in FIG. 2. A similar holding device 30 is provided for the oval tubes 22.

FIG. 5 shows an overhead view of side of the intake flange 2 or the outlet flange 4 that is closest to the end flange 5 or 6. More precisely, this is the outlet flange 4, since the recesses that would contain the heads of the connecting bolts 9, or a corresponding channeled nut, are not present in the flange illustrated in FIG. 5. It can be clearly seen, however, that the outlet flange 4 contains distribution canals 15, 16 that extend from the center bore hole 14 in a star-shaped pattern, and that extend to the tubes 19 [sic], 20 or to the bore holes that lead to these canals; the same is true for the intake flange 4.

In the embodiment illustrated in FIG. 5, ten such distribution canals 15, 16, corresponding to the number of bore holes 18, 20, are shown. When fewer bore holes 18, 20 of this type are present, the number of distribution canals is also reduced, or when some of the distribution canals are to be closed, then an outlet flange 4 or intake flange 23 that contains fewer distribution canals 15, 16 is used.

As has already been noted, it is a primary advantage of this heat exchanger design that quasi-optionally large heat exchanging surfaces for the treatment of correspondingly large volume fluxes can be realized with the modular parallel coupling of heat exchangers having distribution canals 15, 16 that are equal in length. This also ensures that the same flow and heat exchange conditions prevail in all of the tubes 18, 20, which results in an invariably narrow residence time distribution. The design of this heat exchanger enables development of the size of the required apparatus, and the necessary heat exchanging surface, without difficulty and with the guarantee of superior safety and precision.

With the proposed heat exchanger design, both the heating-up, which occurs over a short period of time and proceeds with precise residence times, and the cooling-off of liquid media can be performed advantageously. In FIG. 6 a number of heat exchanger modules 34, 35, 35' are connected in series, to allow treatment of the liquid medium in this advantageous form. This design permits the entire unit 37 to be housed in one common shell 36, or alternatively in correspondingly connected partial shells. This advantageous form makes it possible to first heat the liquid media in the heating stage 38, then to hold the liquid for a specific period of time at a specific temperature in the residence stage 39, and finally to cool the liquid media to a specific temperature in a third stage, the cooling stage 40. This arrangement will

permit any liquid, such as in the fermentation process in laboratory and technical units, to be sterilized in very small volumes and with very small volumetric flow rates, for example of approximately 0.1 to 10 l/h, based upon need.

5 This object can be advantageously attained using the complete unit 37 that is illustrated in FIG. 6, in other words in the form of a continuous-operation, compact, high-speed capillary tube heat exchanger.

In the embodiment illustrated in FIG. 6, there is no 10 indication, between the heating stage 38 and the residence stage 39, nor between the residence stage 39 and the cooling stage 40, of the positioning of intake flange 2 and outlet flange 4. These are included in this embodiment only the end area of the heating stage 38 or the cooling stage 40. In the 15 areas in-between there is a direct transference from tube to tube. The corresponding cross-sections illustrated below FIG. 6 clarify this.

FIG. 7 shows a side-view of an oval tube 22, with a 20 corresponding profiling section 23. One section of this is magnified and re-illustrated in FIG. 8, and FIG. 9 shows a 25 cross-section with the corresponding oval tube 22 created from a round tube.

FIG. 10 shows a longitudinal section of a tube 18 or 20, 30 which illustrates that a separating medium 42 is fed into the liquid 43, at specific intervals, so that individual liquid plugs are formed between the separating layers 44; these plugs can be particularly advantageously warmed or heated. In addition, the separating medium 42 can be fed in at very precisely timed intervals, allowing the creation of liquid 35 plugs 45 that are equal in size.

FIG. 11 shows a cross-section of a corresponding tube 18, 35 20, which contains a coating 46 on its inner wall in order to prevent surface effects caused by the agglomeration of product components, etc. This inner wall coating 46 is comprised in this case of paraffin wax that is evenly applied around the entire inner surface of the tube. It is also an 40 option for the entire tube 18 or 20 to be comprised of a hydrophobic or lyophobic material, such as teflon or polypropylene, in order to prevent the above-described negative effects.

FIG. 12 is an expansion upon the illustration in FIG. 10, 45 with the longitudinal section that is shown containing a corresponding coating on the inner wall 46. In addition, a connecting port 47 is shown, which is connected to the distribution system 50 or the tube system 49, neither of which is illustrated in this diagram. Inert gas or steam bubbles are fed in through these connecting ports 47, at preset intervals, creating the above-described plugs made of 50 separating medium 42 or of inert bubbles.

It is further illustrated in FIG. 1 [sic] that within the individual liquid plugs 45 that are formed in this manner, an intermediate flow is generated, which contributes to an advantageous thorough mixing of the liquid, and thereby to the even affection and heating of this individual liquid plug. FIG. 2 [sic] also illustrates that the dimensions of the liquid 55 plugs 45 and the gas bubbles or the bubbles of separating medium 42 need not be the same, rather that these may be extensively changed based upon prevailing conditions.

FIGS. 13 and 14 show a heat exchanger 1 that is equipped 60 with a distribution system 50, on the side of the intake flange 2 and/or the side of the outlet flange 4. This distribution system 50 ensures that optimal inert gas bubbles or bubbles of separating medium 42 are channeled into the liquid 43 or into the liquid flow, in order to encourage the plug formation as illustrated in FIG. 10 and FIG. 12. The gas required for 65 this is held in the vessel 48 and is fed in through the tube

11

system 49 of the appropriate connecting port 47. In the area of the distribution system 50, or within this system, a pump 51 is arranged, which operates in conjunction with the control component 52 and ensures that equal quantities of inert gas or steam flow into the system through the intermediate valves 53, 54, or that corresponding quantities of inert gas or steam flow into the system at the preset time intervals, in order to achieve the formation of plugs as illustrated in FIG. 10 and FIG. 12.

By means of the control component 52 and the intermediate valves 53, 54 that are assigned to the individual connecting ports, it is possible to connect individual tubes, all of the tubes, or even groups of tubes 18, 20 or distribution canals 15, 16 to the distribution system 50, in order to generate the appropriate bubbles of separating medium 42.

All characteristics, including those that are found only in the diagrams, are viewed alone and in combination as being vital to the invention.

What is claimed is:

1. A heat exchanger comprising an intake flange, an outlet flange, at least one bundle of plural tubes connecting the intake and the outlet flanges, a shell for encasing the at least one bundle between the flanges, an inlet port for feeding a heating medium into the shell, an outlet port for removing the heating medium, the plural tubes of the at least one bundle being of equal length and of similar cross-section, a central tube provided in the intake and/or the outlet flange, plural distribution canals connected to the central tube and to the at least one bundle of tubes, the distribution canals being of equal length and of similar cross-section as the plural tubes.
2. The heat exchanger of claim 1, wherein each of the plural tubes have a narrow flow area and thin walls.
3. The heat exchanger of claim 1, wherein each of the plural tubes have a circular cross-section.
4. The heat exchanger of claim 1, wherein each of the plural tubes have an oval cross-section.
5. The heat exchanger of claim 1, wherein each of the plural tubes have a rectangular cross-section.
6. The heat exchanger of claim 1, wherein each of the plural tubes have an inside diameter of 0.5 to 5 mm.
7. The heat exchanger of claim 6, wherein each of the plural tubes have an inside diameter 1.0 to 3.0 mm.
8. The heat exchanger of claim 1, wherein each of the plural tubes have a wall thickness of 0.05 to 1 mm.
9. The heat exchanger of claim 8, wherein each of the plural tubes have a wall thickness of 0.1 to 0.3 mm.
10. The heat exchanger of claim 1, wherein the plural tubes are evenly distributed over the cross-section of the shell.
11. The heat exchanger of claim 1, wherein the plural tubes are curved along the length of the shell.
12. The heat exchanger of claim 1, wherein the plural tubes are coiled along the length of the shell.
13. The heat exchanger of claim 1, wherein the plural tubes are helical the length of the shell.
14. The heat exchanger of claim 1, wherein the plural tubes have a meandering shape along the length of the shell.
15. The heat exchanger of claim 1, wherein the plural tubes have profiled inner and/or outer walls.
16. The heat exchanger of claim 1, further comprising a central bore-hole connected to the central tube, the distribution canals connecting the central bore-hole to the plural tubes, and wherein the plural tubes are equidistant from one another and form a circular pattern around a central axis of the shell, and wherein the plural tubes are arranged in a stellate formation in relation to the central bore-hole.
17. The heat exchanger of claim 1, further comprising at least one regulating element connected to the distribution

12

canals for varying a rate of flow a substance from the distribution canals to the plural tubes.

- 5 18. The heat exchanger of claim 1, wherein the distribution canals are positioned in the intake flange or the outlet flange.
19. The heat exchanger of claim 18, wherein the end flange having the distribution canals has a smooth surface.
20. The heat exchanger of claim 1, further comprising plural support tubes having connecting bolts for connecting the intake and outlet flanges, and plural fasteners for connecting the intake and/or the outlet flanges on the shell.
- 10 21. The heat exchanger of claim 1, wherein the intake and outlet flanges are connected to the shell by solder or weld.
- 15 22. The heat exchanger of claim 1, wherein the intake and outlet flanges further comprise means for coupling with shells of adjacent heat exchanger modules.
23. The heat exchanger of claim 1, wherein the inlet and outlet ports are provided on sides of the shell in a tangential relation to each other.
- 20 24. The heat exchanger of claim 1, wherein the intake and outlet ports are provided proximal the intake and the outlet flanges, and are displaced by 180°.
- 25 25. The heat exchanger of claim 1, further comprising plural holders provided in the shell for holding and positioning the plural tubes in the shell.
26. The heat exchanger of claim 25, wherein the plural tubes are helix-shaped and wherein the holders are star-shaped.
- 30 27. The heat exchanger of claim 25, wherein the plural tubes are formed as a meandering tube coil and wherein the holders are spacing disks.
- 30 28. The heat exchanger of claim 1, further comprising plural heat exchanger modules connected parallel to one another.
29. The heat exchanger of claim 1, further comprising at least three heat exchanger modules connected to one another forming a complete unit comprising a heating stage, a residence stage, and a cooling stage.
- 30 30. The heat exchanger of claim 29, wherein the residence stage is directly connected to the heating and the cooling stages without intermediate connection to the intake and outlet flanges.
- 40 31. The heat exchanger of claim 1, further comprising a hydrophobic or lyophobic coating on inner walls of the distribution canals.
32. The heat exchanger of claim 1, further comprising a hydrophobic or lyophobic coating on inner walls of the tubes.
- 45 33. The heat exchanger of claim 1, wherein the distribution canals are of hydrophobic or lyophobic material.
34. The heat exchanger of claim 1, wherein the plural tubes are of hydrophobic or lyophobic material.
- 50 35. The heat exchanger of claim 1, further comprising connection ports connected to the distribution canals, a container having a medium for separation connected to the connection ports, and a distribution system connected to the container for distributing the medium to the distribution canals.
36. The heat exchanger of claim 35, wherein the container is a tank having inert gas.
37. The heat exchanger of claim 35, wherein the container is a tank having steam.
- 60 38. The heat exchanger of claim 35, wherein a segmented liquid flow is selectively delivered to all or some of the distribution canals by the distribution system.
39. The heat exchanger of claim 35, wherein a segmented liquid flow is selectively delivered to all or some of the plural tubes by the distribution system.